

523,464

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

01 FEB 2005

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
19. Februar 2004 (19.02.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/015306 A2

(51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F16H 35/00**

KG [DE/DE]; Ketschendorfer Strasse 38-50, 96450
Coburg (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: **PCT/DE2003/002615**

(72) Erfinder; und

(22) Internationales Anmeldedatum:
4. August 2003 (04.08.2003)

(75) Erfinder/Anmelder (*nur für US*): **BÖRNCHEN, Thomas**
[DE/DE]; Pödelndorfer Strasse 81, 96052 Bamberg (DE).
EISENTRAUDT, Michael [DE/DE]; Rosenau 2, 96342
Stockheim-Neukenroth (DE). **KLIPPERT, Uwe** [DE/DE];
Lohnstrasse 2, 36280 Oberaula (DE). **SALHOFF, Thomas**
[DE/DE]; Am Kreuzberg 45, 96523 Hallstadt (DE). **SES-**
SELMANN, Helmut [DE/DE]; Tröbisch 17, 96103
Hallstadt (DE). **SOMMER, Uwe** [DE/DE]; Schmiedgasse
3, 96528 Effelder (DE). **STAMMBERGER, Werner**
[DE/DE]; Untersiemauer Strasse 19, 96253 Weissenbrunn
am Forst (DE). **STENZEL, Manfred** [DE/DE]; Abtsberg
27, 96049 Bamberg (DE). **MÜLLER, Joachim** [DE/DE];
Zellingen 13, 97453 Schonungen (DE).

(25) Einreichungssprache: **Deutsch**

(26) Veröffentlichungssprache: **Deutsch**

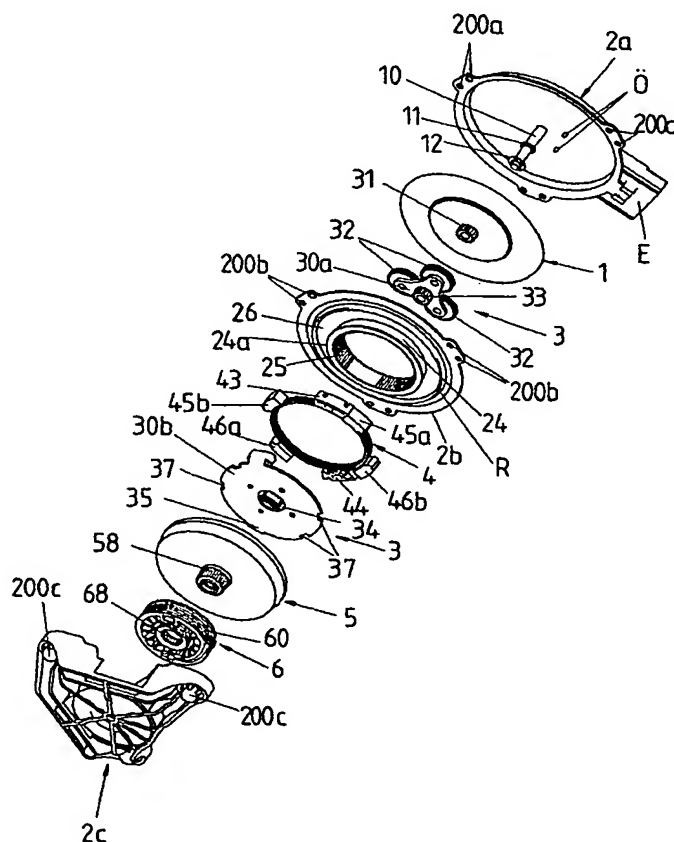
(30) Angaben zur Priorität:
102 36 372.2 2. August 2002 (02.08.2002) **DE**

(71) Anmelder (*für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US*): **BROSE FAHRZEUGTEILE GMBH & CO.**

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: **SERVO DRIVE**

(54) Bezeichnung: **VERSTELLANTRIEB**



(57) Abstract: The invention relates to a servo drive comprising an electromechanical energy converter, which has a rotatably mounted disc rotor (1) for generating a torque and a stepping up mechanism (3) that is connected downstream of the disc rotor (1), for coupling the disc rotor (1) to an output element (5) and for stepping up the torque that acts on the disc rotor (1) and comprising a locking mechanism that locks a rotational displacement of the output element (5), when a torque is introduced on the output side. According to the invention, the locking mechanism comprises a coil spring (4) which can be radially expanded and compressed and which extends around the outer periphery of the stepping up mechanism (3).

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Verstellantrieb mit einem elektromechanischen Energiewandler, der einen drehbar gelagerten Scheibenläufer (1) zur Erzeugung eines Drehmomentes aufweist, mit einem dem Scheibenläufer (1) nachgeschalteten Übersetzungsmechanismus (3) zur Kopplung des Scheibenläufers (1) mit einem Abtriebsselement (5) und zur Übersetzung des am Scheibenläufer (1) wirkenden Drehmomentes und mit einem Sperrmechanismus, der eine Drehbewegung des Abtriebsselementes (5) bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes sperrt. Erfindungsgemäss ist vorgesehen, dass der Sperrmechanismus eine radial aufweit- und zusammen-drückbare Schlingfeder (4) aufweist, die sich am äusseren Umfang des Übersetzungsmechanismus (3) erstreckt.

WO 2004/015306 A2



(74) **Anwalt:** BAUMGÄRTEL, Gunnar; Maikowski & Ninnemann, Postfach 15 09 20, 10671 Berlin (DE).

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

(81) **Bestimmungsstaaten** (*national*): JP, US.

(84) **Bestimmungsstaaten** (*regional*): europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Verstellantrieb

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Verstellantrieb nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein derartiger Verstellantrieb umfasst einen elektromechanischen (insbesondere elektromagnetomechanischen) Energiewandler mit einem drehbar gelagerten Scheibenläufer zur Erzeugung eines Drehmomentes; einen dem Scheibenläufer nachgeschalteten Übersetzungsmechanismus zur Kopplung des Scheibenläufers mit einem Abtriebselement unter gleichzeitiger Übersetzung (insbesondere in Form einer sogenannten Untersetzung) des am Scheibenläufer wirkenden Drehmomentes; sowie einen Sperrmechanismus, der unter der Wirkung eines abtriebsseitig in den Verstellantrieb eingeleiteten Drehmomentes eine Drehbewegung des Abtriebselementes sperrt und die Übertragung des abtriebsseitig eingeleiteten Drehmomentes auf die Antriebseite, d. h. zum Scheibenläufer, verhindert.

Unter einem Scheibenläufer wird dabei eine flache Ankerscheibe verstanden, deren Durchmesser deutlich größer ist als deren Höhe (axiale Ausdehnung).

„Sperren“ einer (Dreh-)Bewegung des Abtriebselementes bedeutet, dass bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes lediglich eine geringfügige, begrenzte Bewegung des Abtriebselementes in dem Umfang möglich sein soll, der für ein Aktivieren der Sperrmittel erforderlich ist, aber keine substantiell darüber hinausgehende Bewegung des Abtriebselementes. Mit anderen Worten ausgedrückt, wird eine (Dreh-)Bewegung des Abtriebselementes verhindert, soweit sie substantiell über eine zum Betätigen bzw. Schalten (Aktivieren) des Sperrmechanismus erforderliche begrenzte Bewegung hinausgeht; insbesondere wird also durch den Sperrmechanismus verhindert, dass sich das Abtriebselement unter der Einwirkung eines abtriebsseitig eingeleiteten

Drehmomentes (um mehrere Umdrehungen) frei drehen kann, wie es bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes (über den Scheibenläufer) der Fall ist. Die mit der abtriebsseitigen Einleitung eines Drehmomentes verbundene Energie wird dabei z.B. vom Sperrmechanismus aufgenommen.

Der Sperrmechanismus muss hierfür nicht am Abtriebselement selbst angreifen sondern kann z.B. auch auf ein Getriebeelement des Übersetzungsmechanismus einwirken. Entscheidend ist allein, dass ein abtriebsseitig eingeleitetes Drehmoment an einer geeigneten Stelle des Verstellantriebs gesperrt wird, so dass es keine substantielle Verstellbewegung der Elemente des Verstellantriebs (insbesondere nicht des Abtriebselementes) auslösen kann.

Der Übersetzungsmechanismus kann im Grenzfall auch die Übersetzung 1 : 1 aufweisen und wirkt dann als ein reiner Koppelmechanismus zur Drehmomentübertragung zwischen Scheibenläufer und Abtriebselement; er kann in diesem Fall in einfacher Weise durch an dem Scheibenläufer (insbesondere an dessen Umfang) angeordnete Koppellemente gebildet werden, die zur Kraft- bzw. Drehmomentübertragung auf das Abtriebselement einwirken.

Unter der "abtriebsseitigen Einleitung" eines Drehmomentes in den Verstellantrieb wird die Einleitung eines Drehmomentes über ein Element verstanden, dass dem Abtriebselement abtriebsseitig nachgeordnet ist, dass also (von der Antriebsseite, d.h. vom Scheibenläufer, her gesehen) im Kraft- bzw. Drehmomentfluss hinter dem Abtriebselement liegt, wie z.B. eine Seiltrommel, die als Bestandteil eines Verstellmechanismus eines Fensterhebers hinter dem Abtriebselement angeordnet ist und durch dieses angetrieben wird.

Ein derartiger Verstellantrieb eignet sich insbesondere zur Einstellung von Verstellteilen in Kraftfahrzeugen. Hierzu ist das entsprechende Verstellteil des Kraftfahrzeugs mit dem Abtriebselement des Verstellantriebs gekoppelt. Bei Verwendung des Verstellantriebs in einem Kraftfahrzeugfensterheber zum Anheben und Absenken einer Fensterscheibe kann das Abtriebselement des Verstellantriebs beispielsweise mit einer Seiltrommel verbunden sein, um die ein Antriebsseil als Zugmittel des Kraftfahrzeugfensterhebers geschlungen ist. Der Verstellantrieb dient dann zur Erzeugung einer Drehbewegung der mit dem Abtriebselement verbundenen Seiltrommel, welche wiederum eine Bewegung des als Zugmittel dienenden Antriebsseiles bewirkt, mittels dem die zu verstellende Fensterscheibe angehoben bzw. abgesenkt wird.

Durch die Verwendung eines sogenannten Scheibenläufers, d. h. einer Ankerscheibe, in dem elektromechanischen Energiewandler, der auf der Grundlage des elektromotorischen Prinzips das für die Betätigung des Abtriebselementes erforderliche Drehmoment zur Verfügung stellt, wird ein flacher Aufbau des Verstellantriebs angestrebt, entsprechend dem geringen Raum, der in Kraftfahrzeugtüren üblicherweise für die Unterbringung eines Verstellantriebs zur Verfügung steht. Mittels des zwischen dem Scheibenläufer und dem Abtriebselement vorgesehenen Übersetzungsmechanismus erfolgt dabei, insbesondere bei der Anwendung des Verstellantriebs zur Einstellung von Verstellteilen in Kraftfahrzeugen, eine sogenannte Untersetzung, d. h., das Abtriebselement dreht sich mit einer kleineren Drehzahl als der Scheibenläufer und stellt dementsprechend ein größeres Drehmoment zur Einstellung des entsprechenden Verstellteiles, wie z. B. einer Fensterscheibe, zur Verfügung.

Bei derartigen Verstellsystemen ist von großer Bedeutung, dass ein abtriebseitig eingeleitetes Drehmoment nicht zur Antriebseite übertragen wird bzw. zu keiner substanziellen Drehbewegung am Abtriebselement führt. So soll beispielsweise verhindert werden, dass sich eine Fensterscheibe eines Kraftfahrzeugs dadurch absenken lässt, dass auf die Fensterscheibe selbst eine hinreichend große Kraft ausgeübt wird. Wird die Übertragung eines solchen abtriebseitig eingeleiteten Drehmomentes zur Antriebseite des Verstellantriebs nicht verhindert, so ließe sich die Fensterscheibe durch auf die Fensterscheibe selbst aufgebrachte Kräfte absenken, wobei sich der Scheibenläufer entlang einer Richtung drehte, die einem Absenken der Fensterscheibe entspricht.

Es ist bekannt, eine solche Rückwirkung abtriebsseitig aufgebrachter Verstellkräfte auf die Antriebsseite durch eine selbsthemmende Auslegung eines Antriebssystems zu verhindern. Dies hat jedoch den Nachteil, dass der Wirkungsgrad des Verstellantriebs reduziert wird.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, zusätzliche Sperrmittel zu verwenden, die bei Einleitung eines abtriebsseitigen Drehmomentes in den Verstellantrieb aktiviert werden und hierbei auf ein Element des Verstellantriebs derart einwirken, dass dieses arretiert ist und eine Übertragung des Drehmomentes auf die Antriebsseite verhindert. Hierbei besteht jedoch das Problem, dass die zusätzlichen Sperrmittel zusätzlichen Raumbedarf nach sich ziehen und daher einen möglichst kompakten Aufbau des Verstellantriebs in axialer Richtung entgegenstehen können.

Der Erfindung liegt daher das Problem zugrunde, einen Verstellantrieb der eingangs genannten Art zu schaffen, der sich bei möglichst großem Wirkungsgrad durch einen kompakten Aufbau, insbesondere in axialer Richtung auszeichnet.

Dieses Problem wird erfindungsgemäß durch die Schaffung eines Verstellantriebs mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Danach dient als Sperrmechanismus zur Vermeidung der Übertragung eines abtriebseitig eingeleiteten Drehmomentes auf die Antriebseite des Verstellantriebs und damit zur Sperrung einer Drehbewegung des Abtriebselementes eine Schlingfeder, deren Windungen sich am äußeren Umfang des Übersetzungsmechanismus und/oder des Scheibeläufers des Verstellantriebs erstrecken.

Die erfindungsgemäße Lösung beruht auf der Erkenntnis, dass bei einem Verstellantrieb der eingangs genannten Art geeignete Sperrmittel, die weder zu einer signifikanten Reduzierung des Wirkungsgrades im normalen Verstellbetrieb führen, noch eine spürbare Vergrößerung der axialen Ausdehnung des Verstellantriebs zur Folge haben, dadurch zur Verfügung gestellt werden können, dass die Sperrmittel sich (ausschließlich) am äußeren Umfang des Übersetzungsmechanismus bzw. des Scheibenläufers des Verstellantriebs erstrecken, diesen also sozusagen umfassen, und gleichzeitig eine möglichst geringe Ausdehnung in axialer Richtung aufweisen. Dieses Kriterium wird durch eine Schlingfeder als Sperrmittel erfüllt, die den Übersetzungsmechanismus des Verstellantriebs ringartig umgibt.

Mit dem erfindungsgemäßen Verstellantrieb lässt sich – je nach dessen konkreter Ausbildung im Einzelfall – neben der flachen Bauweise und einen hohen Wirkungsgrad eine Vielzahl weiterer wichtiger Vorteile erzielen: So lässt sich eine Schlingfeder in einfacher Weise betätigen, um bei Einleitung eines abtriebseitigen Drehmomentes eine Sperrwirkung zur Verfügung zu stellen und umgekehrt bei Einleitung eines antriebseitigen Drehmomentes, zur Erzeugung einer gewünschten Verstellbewegung, die Sperrwirkung aufzuheben, wobei gleichzeitig ein symmetrischer Aufbau des Verstellgetriebes, beispielsweise im Hinblick auf dessen Verwendbarkeit sowohl in fahrerseitigen als auch in beifahrerseitigen Fahrzeugtüren möglich ist. Ferner lässt sich eine durch eine Schlingfeder ausgebildete Sperre so ausbilden, dass das Abtriebselement nur ein geringes Rücksetzverhalten unter der Einwirkung eines abtriebseitigen Drehmomentes aufweist. Dies ist bei Verwendung des Verstellantriebs in

einem Kraftfahrzeugfensterheber im Hinblick auf die Einbruchsicherheit von großer Bedeutung. Gleichzeitig lässt sich die Belastung des Verstellantriebs, vor allem des Übersetzungsmechanismus, aufgrund des Eigengewichts des entsprechenden Verstellteiles (z. B. einer Fensterscheibe) bzw. aufgrund einer elastischen Vorspannung des Verstellteiles (z. B. aufgrund einer auf die Scheibenoberkante einwirkenden Scheibendichtung) im stromlosen Zustand minimieren. Dadurch werden beispielsweise Verformungs- bzw. Ermüdungseffekte von Kunststoffteilen des Verstellantriebs (vor allem bei hohen Temperaturen) verhindert.

Außerdem lassen sich unter Verwendung der Schlingfeder in den Verstellantrieb in einfacher Weise Dämpfungsmittel integrieren, die eine Reduzierung von Stoßbelastungen bewirken, wenn das entsprechende Verstellteil in einen Block gefahren wird, z. B. eine zu verstellende Fensterscheibe mit ihrer oberen Scheibenkante in die obere Scheibendichtung eines Fenster- bzw. Türrahmens einfährt.

Für einen Sperrmechanismus bzw. ein Bremssystem unter Verwendung einer Schlingfeder (sogenannte Schlingfederbremse) gelten ferner folgende Randbedingungen:

- Es wird ein stetiger bzw. stufenloser Eingriff der Schlingfederbremse ermöglicht, und zwar ohne Verwendung eines zusätzlichen, elektrisch betätigbaren Aktuators, sondern mechanisch gesteuert durch die Richtung des Kraftflusses; d. h., die Bremse soll dann sperren, wenn der Kraftfluss bzw. das Drehmoment abtriebsseitig eingeleitet wird.
- Der Federdurchmesser, der Federdrahtquerschnitt sowie die Drahtgeometrie (rund oder mehreckig) werden den jeweiligen Bedingungen im konkreten Antriebssystem angepasst.
- Die Steifigkeit der Federenden muss hinreichend groß sein, um eine Krafteinleitung in die Schlingfeder zu ermöglichen.
- Die Schlingfeder ist in der Regel gegen eine als Bremsfläche dienende Anlagefläche vorgespannt und es sind die Flächenpressung, die Anzahl der Windungen, der Reibwert sowie die Schmierung derart auszulegen, dass einerseits durch Zusammenwirken der Schlingfeder mit der zugehörigen Bremsfläche (Anlagefläche) eine zuverlässige Brems- bzw. Sperrwirkung erzielt wird und andererseits bei

geöffneter Bremse der Wirkungsgrad des Verstellantriebs möglichst wenig beeinträchtigt wird.

Der Verstellantrieb ist bevorzugt so ausgelegt, dass zumindest ein Teil der Getriebeelemente des Übersetzungsmechanismus, vorzugsweise die beweglichen Getriebeelemente des Übersetzungsmechanismus insgesamt, koaxial mit dem Scheibenläufer gelagert sind.

Die Schlingfeder umfasst mit ihren Windungen diesen Übersetzungsmechanismus und/oder den Scheibenläufer, indem sie ebenfalls koaxial zu dem Scheibenläufer angeordnet wird und so dimensioniert ist, dass sie die einzelnen Getriebeelemente des Übersetzungsmechanismus am Außenumfang des Übersetzungsmechanismus umgibt. D. h., dass die Getriebeelemente des Übersetzungsmechanismus, ausgenommen lediglich solche Teile, die zur Betätigung der Schlingfeder sowie zur Drehmomentübertragung zwischen Übersetzungsmechanismus und Abtriebsselement bei Einleitung eines antriebs- bzw. abtriebseitigen Drehmomentes dienen, in radialer Richtung (bezogen auf die Drehachse des Scheibenläufers) nicht über die Schlingfeder hinausragen.

Radial außerhalb des von der Schlingfeder umschlossenen Gebietes liegen somit allenfalls (ausschließlich) diejenigen beweglichen Elemente des Verstellantriebs, die zum Betätigen bzw. Schalten (also Sperren oder Entsperren) der Schlingfeder sowie zur Drehmomentübertragung zwischen Übersetzungsmechanismus und Abtriebsselement dienen, sowie hiermit gegebenenfalls zusammenwirkende Dämpfungs- bzw. Federelemente. Innerhalb des von der Schlingfeder umschlossenen Bereiches des Verstellantriebs befinden sich demgegenüber sämtliche Bestandteile des Übersetzungsmechanismus, die die eigentliche Übersetzungsfunktion wahrnehmen.

Im Ergebnis sind die der Übersetzung dienenden Komponenten des Verstellantriebs innerhalb des von der Schlingfeder umschlossenen Gebietes angeordnet und die zum Schalten der Schlingfeder dienenden Komponenten des Verstellantriebs am Außenumfang der Schlingfeder angeordnet, wobei jedoch weder die einen noch die anderen Komponenten in axialer Richtung substanziell über die Schlingfeder hinausragen. Somit bilden die Schlingfeder sowie die in dem von der Schlingfeder umschlossenen Raum angeordneten Getriebeelemente des Übersetzungsgetriebes einerseits und die am Außenumfang der Schlingfeder angeordneten Elemente zum Betätigen der Schlingfeder sowie zur Kraftübertragung andererseits einen

Übertragungsmechanismus zur Übertragung des von dem Scheibenläufer erzeugten Drehmoments auf ein Abtriebsselement des Verstellantriebs, der sich durch eine äußerst flache Bauweise (geringe axiale Ausdehnung) auszeichnet.

Zur Sperrung eines abtriebseitig eingeleiteten Drehmomentes lässt sich die Schlingfeder gegen eine (vorzugsweise zylindrisch ausgebildete) Ringfläche drücken, so dass eine Sperrwirkung durch Kraft- bzw. Reibschluss erzielt wird. Die Ringfläche kann in einfacher Weise an dem Gehäuse des Verstellantriebs ausgebildet sein und einerseits eine innere Ringfläche bilden, gegen die die Schlingfeder mit radial nach innen wirkender Kraft gedrückt wird, oder eine äußere Ringfläche, gegen die die Schlingfeder mit radial nach außen wirkenden Kräften gedrückt wird. Die Schlingfeder ist dabei an dem entsprechenden Gehäuseteil axial gesichert, z. B. unter Verwendung entsprechender Vorsprünge oder sonstiger Konturen an dem Gehäuseteil.

Dabei kann die Schlingfeder elastisch in Richtung auf den gesperrten Zustand vorgespannt sein, so dass sie jeweils bei Einleitung eines abtriebseitigen Drehmomentes unmittelbar eine Sperrwirkung zur Verfügung stellt, während bei Einleitung eines antriebseitigen Drehmomentes die Schlingfeder zunächst von der zugeordneten Ringfläche abgehoben werden muss.

Die Schlingfeder ist dabei möglichst auf der Abtriebseite des Verstellantriebs angeordnet, d. h., bevorzugt zwischen dem Abtriebsselement und dem Übersetzungsmechanismus des Verstellantriebs, so dass abtriebseitig eingeleitete Drehmomente bereits am Übergang von dem Abtriebsselement zum Übersetzungsmechanismus gesperrt werden und gar nicht erst zu einer Belastung der Baugruppen des Übersetzungsmechanismus führen können.

Bei der Anordnung der Schlingfeder auf der Abtriebseite des Verstellantriebs ist zu beachten, dass dort im Vergleich zu der Antriebseite (wegen der untersetzenden Wirkung des Übersetzungsmechanismus) eine geringere Drehzahl dafür aber ein entsprechend höheres Antriebsmoment als an der Antriebseite besteht. Aufgrund des höheren Antriebsmomentes ist auch im geöffneten Zustand der Schlingfederbremse (Freilauf) ein vergleichsweise größeres Reibmoment tolerierbar, wenn dieses hinreichend klein im Vergleich zu dem sehr großen Antriebsmoment ist, so dass Erwärmung und Verschleiß gering bleiben sowie der hohe Gesamtwirkungsgrad des Verstellantriebs kaum beeinträchtigt wird.

Andererseits ist jedoch bei Anordnung der Schlingfeder auf der Abtriebseite ein entsprechend größeres Haltemoment aufzubringen, um eine hinreichend große Klemm- bzw. Bremswirkung zu erzielen. Dies bedeutet, dass die Schlingfeder entsprechend größer dimensioniert sein muss, insbesondere hinsichtlich des Querschnittes des Federdrahtes.

Für eine weitere Reduzierung der axialen Ausdehnung kann das Abtriebselement die Schlingfeder topfartig umgeben und gleichzeitig zur Aufnahme derjenigen Elemente dienen, die zu einer Betätigung der Schlingfeder beim Einleiten antriebseitiger bzw. abtriebseitiger Drehmomente dienen.

Die Betätigung der Schlingfeder erfolgt vorzugsweise an deren beiden Federenden, die hierzu in einer vorteilhaften Weiterbildung jeweils mit einem Schaltelement versehen sind. Die Federenden können dabei radial (bevorzugt wegen der Minimierung der axialen Bauhöhe) oder gegebenenfalls auch axial von der Schlingfeder abstehen.

Durch die Betätigung der Federenden über an diesen angebrachte Schaltelemente, kann eine verbesserte Kraftübertragung bei der Betätigung der Federenden (definierte Flächenpressung mit den zur Betätigung der Schlingfeder vorgesehenen Elementen) sowie eine Verringerung der Biegespannung erreicht werden. Ferner bewirkt eine definierte Führung dieser Schaltelemente die Sicherstellung eines wohldefinierten, reproduzierbaren Schaltvorganges zum Sperren bzw. Entsperren der Schlingfeder, je nach dem, ob ein abtriebseitig oder ein antriebseitig eingeleitetes Drehmoment vorliegt.

Das als topfförmige Abtriebscheibe ausgeführte Abtriebselement kann ferner, zusammen mit dem Gehäuse des Verstellantriebs, zum feuchtigkeitsdichten Umschließen des Verstellantriebs dienen, indem die Schnittstellen zwischen Abtriebselement, Achse und Gehäuse abgedichtet sind.

Um bei geringer axialer Bauhöhe gleichzeitig als Kippsicherung eine hinreichend große axiale Stützlänge für das Abtriebselement (an der Drehachse des Verstellantriebs) zur Verfügung zu stellen, kann in das Abtriebselement einstückig ein Verbindungselement, z.B. in Form eines Formschlusselementes, integriert sein, das ebenfalls auf der Drehachse des Verstellantriebs gelagert ist und das zur Verbindung der Abtriebscheibe mit dem nachgeordneten Verstellgetriebe, z. B. einer Seiltrommel eines Kraftfahrzeugfensterhebers dient. Das formschlüssige Anbringen der Seiltrommel am

Abtriebselement ermöglicht eine besonders einfache Entkopplung des Verstellantriebs von der Seiltrommel in einem Service-Fall.

Um die Schlingfederbremse bei antriebseitiger Einleitung eines Drehmomentes zu lösen, also die Schlingfeder derart zu betätigen, dass einer Übertragung des antriebseitig eingeleiteten Drehmomentes auf die Abtriebseite nichts entgegensteht, weist ein geeignetes Element des Übertragungsmechanismus, vorzugsweise das dem Abtriebselement unmittelbar vorgeschaltete Element des Übertragungsmechanismus Schaltbereiche, z. B. in Form von Schaltklauen, auf, mit denen es auf die Federenden der Schlingfeder (und zwar insbesondere auf die dort vorgesehenen Schaltelemente) einwirken kann, um die Schlingfeder von der zugeordneten ringartigen, insbesondere zylindrischen, Bremsfläche abzuheben und so zu entsperren.

Umgekehrt wirkt bei einer abtriebseitigen Einleitung eines Drehmomentes das Abtriebselement mit geeigneten Anschlagflächen derart auf die Federenden der Schlingfeder ein, dass diese mit desto größerer Kraft gegen die zugeordnete ringartige Bremsfläche gedrückt wird. Hierdurch wird die gewünschte Sperrwirkung erzeugt, die ein ungewünschtes Verdrehen des Abtriebselements bzw. eine Rückstellbewegung der Fensterscheibe in der Fahrzeugtür verhindert. Dies ist das bekannte Grundprinzip einer Schlingfederbremse: Je nach dem, ob ein Drehmoment antriebseitig oder abtriebseitig, d. h. im vorliegenden Fall vom Übersetzungsmechanismus her oder vom Abtriebselement her, auf die Federenden der Schlingfeder einwirkt, wird diese entweder von der zugeordneten ringartigen Bremsfläche abgehoben oder umso fester gegen diese gedrückt, so dass entweder die Bremse gelöst (freigeschaltet) wird oder die gewünschte Brems- bzw. Sperrwirkung im Hinblick auf ein abtriebseitig eingeleitetes Drehmoment erzielt wird.

Neu ist vorliegend die Integration einer solchen Schlingfederbremse in einen flachbauenden Verstellantrieb mit einem Scheibenläufer (Scheibenanker) derart, dass die der Übersetzung dienenden, beweglichen Getriebeelemente des Verstellantriebs in dem von der Schlingfeder umfassten Raum liegen und andererseits die der Betätigung bzw. zum Schalten der Schlingfeder dienenden Elemente am äußeren Umfang der Schlingfeder angeordnet sind (ohne axial substantiell über diese hinauszuragen). Hierdurch ergibt sich eine extrem flache Bauweise der gesamten Anordnung, wobei gleichzeitig die bei Verstellantrieben übliche Trennung zwischen dem Antriebsmotor einerseits und dem nachgeordneten Getriebe andererseits aufgehoben wird. Vielmehr ist der Scheibenläufer (der die eigentliche Motorfunktion im engeren Sinne wahrnimmt) mit

den nachgeordneten Elementen des Verstellantriebs (die ein Übersetzungsgetriebe bilden) zu einer kompakten, flachen Baueinheit zusammengefasst und bildet sozusagen einen Flachmotor mit unmittelbar integriertem Getriebe, also eine kompakte, flache Baueinheit, die das am Scheibenläufer erzeugte mechanische Drehmoment einerseits durch elektromechanische Energiewandlung am Scheibenläufer erzeugt und andererseits durch den nachgeordneten Übersetzungsmechanismus auf das Abtriebsselement des Verstellantriebs überträgt.

In einer bevorzugten Weiterbildung der Erfindung ist auf der Achse des Scheibenläufers ein axial feststehendes axiales Sicherungselement (z.B. in Form einer an der Antriebsachse angeordneten Scheibe oder in Form eines Bundes oder Absatzes) zwischen dem Scheibenläufer und dem Abtriebsselement angeordnet, so dass (insbesondere abtriebsseitig eingeleitete) axial wirkende Kräfte von diesem Sicherungselement aufgenommen werden und nicht auf den Scheibenläufer einwirken können. Das Sicherungselement kann beispielsweise zwischen dem Scheibenläufer und dem unmittelbar nachgeordneten Getriebeelement des Übersetzungsmechanismus, oder zwischen zwei axial hintereinander angeordneten Getriebeelementen des Übersetzungsmechanismus oder zwischen dem abtriebsseitigen Getriebeelement des Übersetzungsmechanismus und dem Abtriebsselement des Verstellantriebs angeordnet sein.

Die (von der Antriebsseite zur Abtriebsseite betrachtet) vor dem axialen Sicherungselement liegenden Elemente des Verstellantriebs, also insbesondere der Scheibenläufer selbst sowie gegebenenfalls ein Teil der Getriebeelemente des Übersetzungsmechanismus, sind somit von abtriebsseitig eingeleiteten, axial wirkenden Kräften entkoppelt, da diese von dem Sicherungselement aufgenommen werden. Bei der Ausbildung des Übersetzungsmechanismus als zweistufiges Planetengetriebe, liegen neben dem Scheibenläufer bevorzugt auch die Getriebeteile der ersten Planetenstufe vor dem axialen Sicherungselement.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wirkt der Übertragungsmechanismus über Dämpfungsmittel in Form mindestens eines Dämpfungs- bzw. Federelementes auf das Abtriebsselement ein, um eine hinreichende Dämpfungswirkung, also eine Reduzierung von Drehmoment- und Kraftspitzen zu gewährleisten, wenn das Abtriebsselement gegen einen Block fährt, z. B. weil die über das Abtriebsselement zu verstellende Fensterscheibe eines Kraftfahrzeugs in die obere Scheibendichtung einfährt.

Die Dämpfungselemente sind dabei vorzugsweise am äußeren Umfang der Schlingfeder teilweise zwischen den Federenden und entsprechenden Anschlagflächen des Abtriebs-elementes angeordnet, so dass das mindestens eine Dämpfungselement deformiert wird, wenn der Übertragungsmechanismus des Verstellantriebs mit seinem abtriebseitigen Element über die Federenden und die Dämpfungselemente auf die zugeordneten Anschlagflächen des Abtriebs-elementes einwirkt. Diese Deformation wird noch verstärkt, wenn das am Verstellantrieb wirkende Drehmoment beim Anfahren eines Blockes gegen ein Maximum strebt. Durch die entsprechende Energieabsorption im Dämpfungselement wird somit das Auftreten zu großer Drehmomentspitzen verhindert.

Die Anordnung ist dabei derart ausgelegt, dass eine bei einer Entspannung des deformierten Dämpfungselementes ausgelöste Rückstellbewegung der Schaltbereiche kleiner ist als das Umkehrspiel des Sperrmechanismus, um ein Freischalten der Schlingfeder zu vermeiden. Unter dem Umkehrspiel des Sperrmechanismus wird derjenige Weg verstanden, den die zur Betätigung der Schlingfeder an ihren Federenden vorgesehenen Schaltbereiche (Schaltklauen) zurücklegen müssen, um beispielsweise durch entsprechendes Betätigen der Schlingfeder von einer Drehbewegung entlang einer ersten Richtung (z. B. einer Linksdrehung) in eine Drehbewegung entlang der entgegengesetzten Richtung (z. B. eine Rechtsdrehung) überzugehen. Durch die besagte Auslegung der Dämpfungselemente wird demnach verhindert, dass aufgrund der Rückstellwirkung der sich entspannenden Dämpfungselemente die Schlingfeder für eine Drehbewegung entgegengesetzt zu der Richtung freigeschaltet werden könnte, entlang der zuvor der Verstellantrieb in einen Block, nämlich die Fensterscheibe in eine obere Scheibendichtung gefahren worden war. Hierdurch wird ein zuverlässiges Verriegeln der Schlingfederbremse gewährleistet, ohne dass die Gefahr besteht, dass die Schlingfederbremse für eine entgegengesetzte Drehbewegung des Verstellantriebs (aufgrund der Rückstellwirkung der Dämpfungselemente) freigeschaltet wird.

Die Dämpfungselemente sind bevorzugt in zugeordneten Führungseinrichtungen geführt, die beispielsweise an dem Abtriebs-element ausgebildet sein können.

Ein zusätzlicher Dämpfungseffekt beim Anfahren eines Blockes kann durch ein axiales und/oder radiales reibendes Zusammenwirken des abtriebseitigen Elementes des Übersetzungsmechanismus mit dem Abtriebs-element des Verstellmechanismus erreicht werden. Es geht hierbei um die Erzielung einer kontrollierten Reibung zwischen

Stirnflächenbereichen oder Umfangsflächenbereichen des Abtriebs-elementes und dem unmittelbar vorgeschalteten Element des Übertragungsmechanismus beim Anfahren eines Blockes bzw. beim Entspannen der Dämpfer nach dem Abschalten des Antriebs. Dies kann beispielsweise durch eine axiale Verspannung der ohnehin vorgesehenen Dämpfungselemente oder durch das Zusammenwirken der beiden vorgenannten Elemente über keil- bzw. rampenförmig ausgestaltete Reibflächen erreicht werden.

Um bei einem flachen Aufbau des Verstellantriebs, also einer entsprechend geringen Stützlänge der einzelnen Elemente des Übertragungsmechanismus entlang der Drehachse, die Getriebeelemente des Übertragungsmechanismus möglichst kippsicher auf der Drehachse zu lagern, ist das abtriebseitige Getriebeelement in axialer Richtung an dem Abtriebs-element gelagert, für das sich ja, wie oben bereits dargelegt, eine vergleichsweise größere Stützlänge durch die einstückige Ausbildung mit einem Verbindungs- bzw. Formschlussbereich zur Ankopplung eines nachgeordneten Getriebeteiles, wie z. B. einer Seiltrommel, erreichen lässt. Die axiale Lagerung kann beispielsweise dadurch erreicht werden, dass am Abtriebs-element radial erstreckte Stege mit Hinterschnitten im Bodenbereich des Abtriebs-elementes vorgesehen sind, in die das vorgeschaltete Getriebeelement des Übersetzungsmechanismus eingreift. Zum Einfügen des Getriebeelementes in diese Hinterschnitte können am Getriebeelement Aussparungen vorgesehen sein, die mit den Stegen korrespondieren und dadurch ein Zusammensetzen des Getriebeelementes des Übersetzungsmechanismus und des Abtriebs-elementes nach Art eines Bajonettverschlusses ermöglichen.

Der Übersetzungsmechanismus wird in einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung durch ein Umlaufrädergetriebe, insbesondere in Form eines Planetengetriebes, oder eines auf einer Relativbewegung zweier koaxial zueinander gelagerter Hohlräder mit Innenverzahnungen unterschiedlicher Zähnezahl, die mit einem gemeinsamen Antriebselement in Eingriff stehen, beruhenden Getriebes gebildet. Hierzu sei beispielhaft auf die DE 197 08 310 A1, die DE 100 24 905 A1 und die DE 100 24 908 A1 verwiesen.

Im Fall der Ausbildung des Übersetzungsmechanismus als Planetengetriebe sind die beweglichen, der Übersetzung dienenden Elemente des Übersetzungsmechanismus innerhalb eines Hohlrades angeordnet, auf dessen Innenverzahnung die Getriebeelemente des Übersetzungsmechanismus, z.B. die Planeten der einzelnen Stufen eines einstufigen oder mehrstufigen, bevorzugt zweistufigen Planetengetriebes abrollen. Indem die Schlingfeder dieses Hohlrad umgreift und dabei bevorzugt

gleichzeitig die nicht mit einer Verzahnung versehene äußere Umfangsfläche des Hohlrades als ringartige Bremsfläche nutzt, wird der angestrebte flache Aufbau der Gesamtanordnung erreicht, wobei die Schlingfeder den durch ein Umlaufrädergetriebe gebildeten Übersetzungsmechanismus umschließt.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist weiter vorgesehen, dass die elektrischen Anschlüsse des elektromechanischen Energiewandlers (Motoranschlüsse des Verstellantriebs) beim Abschalten des Verstellantriebs kurzgeschlossen werden, um einen antriebsseitigen temporären Beharrungseffekt durch Gegeninduktion am Scheibenläufer zu erzeugen und so ein hinreichend großes Zeitfenster für ein sicheres Sperren der Schlingfeder zu gewährleisten. Hier wird also temporär ein elektrischer Bremseffekt erzeugt, der ebenso wie die oben dargelegte Auslegung der Dämpfungselemente sicherstellen soll, dass beim Abschalten des Verstellantriebs, z.B. nachdem dieser in einen Block gefahren ist, kein unbeabsichtigtes Freischalten der Schlingfederbremse in entgegengesetzter Drehrichtung erfolgt. Sobald dann die Schlingfeder unter der Wirkung ihrer Vorspannung ihre Sperrlage eingenommen hat, wird die erforderliche Sperrwirkung allein durch die Schlingfederbremse zur Verfügung gestellt, wobei die Sperrwirkung nicht nur auf der Vorspannung der Schlingfeder beruht, sondern bei Einleitung eines abtriebsseitigen Drehmomentes noch verstärkt wird, indem die Windungen der Schlingfeder (durch abtriebsseitige Betätigung der Federenden) gegen die zugeordnete ringartige Bremsfläche gedrückt werden.

In einer bevorzugten Weiterbildung der Erfindung ist in das mehrteilige Gehäuse des Verstellantriebs ein Referenzpunktsystem integriert, um die einzelnen Gehäuseteile und ggf. einen Lagerdeckel zueinander ausrichten zu können und diese wiederum lagerichtig zu dem tragenden Teil, insbesondere tragenden Fahrzeugteil, einbauen zu können, an dem der Verstellantrieb angeordnet und befestigt werden soll. Das Gehäuse des Verstellantriebs ist dabei vorzugsweise zwei- oder dreiteilig ausgebildet, mit einem sogenannten äußeren, scheibenläuferseitigen Gehäuseteil und einem sogenannten inneren, abtriebsseitigen Gehäuseteil sowie ggf. einem dritten Gehäuseteil in Form eines Lagerdeckels.

Die zur Erzeugung einer Drehbewegung des Scheibenläufers (bzw. der Ankerscheibe) erforderlichen Magnete, welche auf die stromdurchflossenen Leiter des Scheibenläufers einwirken und welche einseitig oder beidseitig neben dem Scheibenläufer angeordnet und am jeweiligen Gehäuseteil des Antriebsgehäuses festgelegt sind, werden hinsichtlich ihrer Geometrie bevorzugt derart ausgelegt, dass sie an den Verlauf der elektrischen

Leiter einer Windung des Scheibenläufers angepasst sind, wobei zugleich eine möglichst einfache Herstellbarkeit der einzelnen Magnete möglich sein soll. Hierzu werden die Magnete derart ausgebildet, dass sie bei einer vorgegebenen Größe möglichst viele gleichsinnig bestromte Leiterelemente des Scheibenläufers weitgehend überdecken. D. h., der Verlauf der äußeren Kontur der Magnete ist an den Verlauf der elektrischen Leiter einer Windung des Scheibenläufers angepasst. Radial zum Zentrum hin sind die Magnete dabei jedoch kreisbogenförmig beschnitten, so dass die radial inneren Abschnitte der elektrischen Leiter des Scheibenläufers nicht überdeckt sind. Hierdurch ergibt sich eine Halbmond-ähnliche Geometrie der Magnete.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung werden bei der Nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Figuren deutlich werden.

Es zeigen:

- Fig. 1 eine perspektivische Explosionsdarstellungen eines Verstellantriebs für einen Kraftfahrzeugfensterheber;
- Fig. 2 eine zweite perspektivische Explosionsdarstellungen des Verstellantriebs aus Fig. 1;
- Fig. 3 einen schematischen Schnitt durch den Verstellantrieb aus den Figuren 1 und 2 mit Lagerdeckel für eine abtriebseitig angeordnete durch den Verstellantrieb anzutreibende Seiltrommel – jedoch ohne Darstellung der Getriebeelemente, über die die Seiltrommel mit dem antriebseitigen elektromechanischen Energiewandler gekoppelt ist;
- Fig. 4 eine detaillierte Darstellung der Anordnung der dem Scheibenläufer zugeordneten Magnete;
- Fig. 5a bis 5c drei Darstellungen des Zusammenwirkens von Getriebeelementen des Verstellantriebs mit einer zugeordneten Schlingfederbremse;
- Fig. 6 eine Abwandlung des Verstellantriebs aus den Figuren 1 bis 3 hinsichtlich der Getriebeelemente, über die die Seiltrommel mit dem antriebsseitigen elektromechanischen Energiewandler gekoppelt ist;

Fig. 7 eine erste Abwandlung eines Verstellantriebs gemäß Figur 6;

Fig. 8 eine zweite Abwandlung eines Verstellantriebs gemäß Figur 6.

Im Folgenden wird zunächst anhand der Figuren 1, 2 und 3 der grundsätzliche Aufbau eines Verstellantriebs für einen Kraftfahrzeugfensterheber dargestellt werden, der sich durch eine geringe Bauhöhe in axialer Richtung unter Einschluss separater, den Wirkungsgrad nur gering beeinträchtigender Sperrmittel in Form einer Schlingfederbremse auszeichnet. In Figur 3, die insbesondere die Ausbildung der Abtriebseite des Verstellantriebs und dessen Verbindung mit einer in einem Lagerdeckel angeordneten Seiltrommel betrifft, ist dabei die Getriebeanordnung, über die die Antriebseite mit der Abtriebseite des Verstellantriebs gekoppelt ist, nicht dargestellt. Anhand der Figur 4 werden anschließend Einzelheiten hinsichtlich der Ausbildung des durch einen stromdurchflossenen Scheibenläufer mit zugeordneten Magneten gebildeten elektromechanischen Wandlers des Verstellantriebs beschrieben werden. Anhand der Figuren 5a bis 5c wird schließlich im Detail das Zusammenwirken der Getriebeelemente des Verstellantriebs mit der zugeordneten Schlingfederbremse erläutert werden.

Gemäß den Figuren 1 und 2 umfasst der Verstellantrieb einen elektromechanischen Energiewandler mit einem auf einer ortsfesten, starren Achse 10 (feststehenden Antriebsachse) gelagerten Scheibenläufer 1, bei dem es sich um eine stromdurchflossene Ankerscheibe handelt. Bei Bestromung der elektrischen Leiter, die den Scheibenläufer 1 bilden bzw. auf diesem angeordnet sind, wird durch den Einfluss des Magnetfeldes dem Scheibenläufer 1 zugeordneter, ringartig hintereinander angeordneter Magnete 22 ein Drehmoment erzeugt, welches je nach Richtung des Stromflusses eine Drehbewegung des Scheibenläufers 1 um die feststehende Achse 10 entlang der einen oder anderen Drehrichtung hervorruft. Entsprechende Magnete 22 können dabei wahlweise nur über einer Oberfläche (wie in den Figuren 1 und 2 dargestellt) oder über beiden Oberflächen des Scheibenläufers 1 angeordnet sei. Eine besonders vorteilhafte geometrische Ausbildung der Magnete 22 im Hinblick auf den Verlauf der elektrischen Leiter des Scheibenläufers 1 wird weiter unten anhand Figur 4 erläutert werden.

Die feststehende Achse 10, auf der der Scheibenläufer 1 drehbar lagert, ist an einem äußeren Gehäuseteil 2a festgelegt, welches insbesondere den Scheibenläufer 1 aufnimmt und daher auch als scheibenläuferseitiges Gehäuseteil 2a bezeichnet wird. An dem scheibenläuferseitigen Gehäuseteil 2a des Verstellantriebs ist ein

Energieversorgungs- und Steuerungsmodul E angeordnet, welches die zur Bestromung des Scheibenläufers 1 sowie zur Steuerung von dessen Drehbewegung erforderlichen elektrischen Komponenten enthält. Um die Bestromung der elektrischen Leiter des Scheibenläufers 1 mittels des Elektronikmoduls E zu ermöglichen, sind in dem scheibenläuferseitigen äußeren Gehäuseteil 2a Öffnungen Ö vorgesehen, durch die hindurch an dem Energieversorgungs- und Steuerungsmodul E angeordnete Bürsten in das Innere des Gehäuseteiles 2a ragen und dort mit dem Scheibenläufer 1 kontaktiert sind.

An dem scheibenläuferseitigen, äußeren Gehäuseteil 2a sind ferner Befestigungsstellen 200a zur Verbindung dieses Gehäuseteiles 2a mit weiteren Gehäuseteilen 2b, 2c vorgesehen, z.B. über Befestigungselemente in Form von Schrauben S, vergl. Fig. 3.

An dem Scheibenläufer 1 ist coaxial ein Zahnrad 31 (Zahnritzel) angeordnet (eingepresst), das als Eingangsstufe für eine dem Scheibenläufer 1 nachgeordneten Übersetzungsmechanismus 3 dient, mit dem das am Scheibenläufer 1 erzeugte Drehmoment zu einem Abtriebsselement 5 übertragen und dabei übersetzt (vorliegend insbesondere untersetzt) wird. Dieser Übersetzungsmechanismus 3 ist vorliegend als ein Umlaufgetriebe in Form eines (zweistufigen) Planetengetriebes ausgebildet, wobei das am Scheibenläufer 1 angeordnete Zahnrad 31 ein Sonnenrad der ersten Getriebestufe des Planetengetriebes 3 bildet.

Dem coaxial zu dem Scheibenläufer 1 angeordneten und drehfest mit diesem verbundenen Sonnenrad 31 der ersten Getriebestufe des Planetengetriebes 3 sind drei Planetenräder 32 zugeordnet, die jeweils drehbar an einem Planetenträger 30a der ersten Planetenstufe gelagert sind und mit dem Sonnenrad 31 in Eingriff stehen. Dieser Planetenträger 30a ist wiederum coaxial zu dem Scheibenläufer 1 drehbar auf der feststehenden Achse 10 des Verstellantriebs gelagert und auf seiner dem Scheibenläufer 1 abgewandten Seite drehfest mit einem weiteren Zahnrad 33 (Zahnritzel) verbunden, welches als Sonnenrad für eine zweite Stufe des Planetengetriebes 3 dient und ebenfalls drehbar auf der feststehenden Achse 10 des Verstellantriebs gelagert ist. Das besagte Zahnrad 33 und der Planetenträger 30a sind dabei vorzugsweise einteilig hergestellt (aneinander angeformt).

Dem Sonnenrad 33 der zweiten Planetenstufe sind beispielsweise insgesamt vier an einen Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe drehbar gelagerte Planetenräder 34

zugeordnet, die jeweils mit dem Sonnenrad 33 der zweiten Getriebestufe in Eingriff stehen.

Sowohl die Planetenräder 32 der ersten Getriebestufe als auch die Planetenräder 34 der zweiten Getriebestufe laufen jeweils auf der Innenverzahnung eines Hohlrades 25 des Planetengetriebes 3 ab. Dieses Hohlrad ist an einem inneren, das Planetengetriebe umgreifenden Gehäuseteil 2b ausgebildet, das nachfolgend auch als getriebeseitiges Gehäuseteil bezeichnet wird. Dieses innere, getriebeseitige Gehäuseteil 2b weist wiederum Befestigungsstellen 200b in Form von Befestigungsöffnungen zur Verbindung mit dem äußeren, scheibenläuferseitigen Gehäuseteil 2a auf.

Das Hohlrad 25 ist ausgebildet an einem von dem zweiten Gehäuseteil 2b in axialer Richtung abstehenden, ringförmig umlaufenden Kragen, der zugleich eine Bremsfläche 24 für eine Schlingfederbremse 4 des Verstellantriebs bildet. An dieser ringförmig umlaufenden, zylindrischen Bremsfläche 24 lässt sich eine Schlingfeder 4 aufnehmen, wobei diese zwischen einer Oberfläche des zweiten Gehäuseteiles 2b und einem an der ringartigen Bremsfläche 24 umlaufenden radialen Bund axial gesichert ist. Auf dem inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2b ist ferner ein Dichtungsring R (mit einer Dichtlippe) angeordnet, um das Getriebe zur Abtriebsseite hin abzudichten.

Das innere Gehäuseteil 2b dient zugleich der Aufnahme der dem Scheibenläufer 1 zugeordneten Magnete 22. Entsprechend der eingangs beschriebenen nur einseitigen Anordnung der Magnete 22 sind vorliegend an dem äußeren, scheibenläuferseitigen Gehäuseteil 2a keine Magnete vorgesehen. Bei einer Anordnung entsprechender Magnete beidseits des Scheibenläufers 1, also über dessen beiden Oberflächen, können sowohl an dem äußeren, scheibenläuferseitigen also auch an dem inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2a, 2b entsprechende Magnete ringartig hintereinander angeordnet sein.

Anhand Figur 1 wird deutlich, dass auf der feststehenden Achse 10 des Verstellantriebs etwa mittig (in axialer Richtung betrachtet) ein axiales Sicherungselement 11 angeordnet ist, welches dort axial unverschieblich fixiert ist und den Verstellantrieb in axialer Richtung in zwei Antriebsgruppen unterteilt. Die erste Antriebsgruppe, bestehend aus dem Scheibenläufer 1, dem Sonnenrad 31 und den zugeordneten Planetenrädern 32 der ersten Getriebestufe und dem Sonnenrad 33 der zweiten Getriebestufe ist gemeinsam auf einem Abschnitt der feststehenden Achse 10 angeordnet, der sich zwischen dem scheibenläuferseitigen, äußeren Gehäuseteil 2a und dem axialen Sicherungselement 11

erstreckt. Die axial hieran anschließenden Getriebeelemente 33, 5 des Verstellantriebs sind – vom Scheibenläufer 1 aus gesehen – jenseits des axialen Sicherungselementes 11 angeordnet.

Das axiale Sicherungselement 11 bewirkt eine axiale Entkopplung des Scheibenläufers 1 sowie der unmittelbar dahinter angeordneten ersten Getriebestufe 31, 32 des Planetengetriebes 3 und des mit dem Planetenträger 30a dieser Getriebestufe verbundenen Sonnenrades 33 der zweiten Getriebestufe von den weiter abtriebseitig angeordneten Getriebeelementen, nämlich den Planetenrädern 34 der zweiten Getriebestufe mit dem zugeordneten Planetenträger 30b und dem Abtriebselement 5. Hierdurch wird erreicht, dass abtriebseitig eingeleitete, axial wirkende Kräfte nicht zu dem Scheibenläufer 1 und den unmittelbar dahinter angeordneten Getriebeelementen 31, 32, 33 gelangen können.

Somit sind der Scheibenläufer 1 und die unmittelbar nachgeordneten Getriebeelemente 31, 32, 33 des Planetengetriebes 3 hinsichtlich axial wirkender Kräfte von der Abtriebseite des Verstellantriebs entkoppelt. Solche axial wirkenden Kräfte können beispielsweise bei Verwendung des Verstellantriebs zum Betrieb eines Seilfensterhebers dadurch hervorgerufen werden, dass das als Zugmittel dienende Antriebsseil nicht exakt tangential in eine mit dem Verstellantrieb anzutreibende Seiltrommel 6 einläuft und hierdurch axial wirkende Kräfte hervorruft.

Anhand Figur 1 wird auch deutlich, dass die jenseits des axialen Sicherungselementes 11 angeordnete topfartige Abtriebscheibe 5 an ihrem dem Planetengetriebe 3 abgewandten axialen Ende (also an ihrem abtriebseitigen Ende des Formschlusselementes 58) mittels einer zweiten, an der feststehenden Achse 10 fixierten axialen Sicherung 12 axial gelagert und gesichert ist. Diese axiale Sicherung wirkt indirekt auch auf die Seiltrommel 6, die ja formschlüssig an der Abtriebscheibe 5 befestigt ist. Ferner ist an jenem axialen Ende der feststehenden Achse 10 ein zwischen dem Formschlusselement 58 der Abtriebscheibe 10 und der zweiten axialen Sicherung 12 aufgenommener Dichtring D angeordnet, um das Eindringen von Feuchtigkeit, Staub oder dergleichen in den Verstellantrieb von der Abtriebseite her zu verhindern.

Die auf der ringartigen Bremsfläche 24 des zweiten, inneren Gehäuseteiles 2b angeordnete Schlingfeder 4 ist derart vorgespannt, dass sie die Tendenz hat, sich reibend an die ringartige Bremsfläche 24 anzulegen und bei abtriebseitiger Drehmomenteinleitung eine Sperrwirkung zu erzeugen, die die Übertragung abtriebseitig

in den Verstellantrieb eingeleiteter Drehmomente zur Antriebseite, d. h. insbesondere zu dem Scheibenläufer 1 hin verhindert.

Da die ringartige Bremsfläche 24 die äußere Oberfläche des an dem inneren Gehäuseteil 2b vorgesehenen Kragens bildet, dessen innere Oberfläche mit einer Verzahnung versehen als Hohlrad 25 für das Planetengetriebe 3 dient, umfasst die an der ringartigen Bremsfläche 24 anliegende Schlingfeder 4 zugleich auch sämtliche bewegliche Getriebeelemente 30a, 30b, 31, 32, 33, 34 des Planetengetriebes 3, ausgenommen die am Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe vorgesehenen Schaltbereiche (Schaltklauen) 35, 36, die zur Betätigung der Schlingfeder 4 dienen. Durch diese Anordnung der Schlingfeder 4 am äußeren Umfang des Übersetzungsmechanismus (Planetengetriebe 3) des Verstellantriebs führt die Schlingfederbremse nicht zu dem Erfordernis zusätzlichen Bauraums in axialer Richtung des Verstellantriebs.

Zur Betätigung der Schlingfeder 4, mit dem Ziel sie entweder (bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes mittels des Scheibenläufers 1) von der ringartigen Bremsfläche 24 abzuheben oder sie andererseits (bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes über die Seiltrommel 6) fest gegen die ringartige Bremsfläche 24 zu drücken, dienen die Federenden 41, 42 (vergleiche Figuren 5b und 5c) der Schlingfeder 4, die hierzu jeweils mit Schaltelementen 43, 44 versehen sind, in die die Federenden 41, 42 radial eingesteckt sind. Jedem Schaltelement 43, 44 ist eine Schaltklaue 35, 36 des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe des Planetengetriebes 3 zugeordnet, wobei je nach Drehrichtung des Scheibenläufers 1 die eine oder andere Schaltklaue 35, 36 auf das eine oder andere Schaltelement 43, 44 der Schlingfeder 4 einwirkt, um dieses von der ringartigen Bremsfläche 24 abzuheben und die Übertragung eines eingangseitig eingeleiteten Drehmomentes zur Abtriebsseite zu ermöglichen.

Die Übertragung des Drehmomentes zur Abtriebsseite erfolgt dadurch, dass der Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe und die Schlingfeder 4 in einem Abtriebsselement in Form einer topfartigen Abtriebscheibe 5 angeordnet sind, wo die Schaltklauen 35, 36 über die Schaltelemente 43, 44 der Schlingfeder 4 sowie über zusätzliche Dämpfungselemente 45a, 45b; 46a, 46b auf entsprechende Anschlagflächen 55a, 55b; 56a, 56b der topfartigen Abtriebscheibe 5 einwirken können.

Die Schaltklauen 35, 36 des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe dienen somit nicht nur zum Freischalten der Schlingfeder 4 bei antriebsseitiger Einleitung eines

Drehmomentes durch den Scheibenläufer 1, sondern insbesondere auch als Kraftübertragungselemente, über die ein antriebsseitig eingeleitetes Drehmoment (über entsprechende Anschlagflächen 55a, 55b; 56a, 56b) auf die Abtriebscheibe 5 übertragen wird.

Dabei wird mittels der beiden Getriebestufen des Planetengetriebes 3 eine definierte Übersetzung des am Scheibenläufer 1 erzeugten Drehmomentes zur Abtriebsseite hin erreicht, und zwar eine Übersetzung in Form einer sogenannten Untersetzung. D. h., dass sich der Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe des Planetengetriebes 3 mit einer (durch das Übersetzungsverhältnis bestimmten) erheblich geringeren Drehzahl um die feststehende Achse 10 dreht als der Scheibenläufer 1, dabei aber ein entsprechend größeres Antriebsmoment zur Verfügung stellt. Hierdurch können für den Betrieb eines Fensterhebers entsprechend große Verstellkräfte bei definierten Verstellgeschwindigkeiten zur Verfügung gestellt werden.

Wie insbesondere aus Figur 2 hervorgeht, ist der Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe des Planetengetriebes 3 nach Art eines Bajonettverschlusses in der topfartigen Abtriebscheibe 5 angeordnet und axial gelagert. Hierzu sind am äußeren Rand des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe Aussparungen 37 vorgesehen, die über entsprechende, nach innen vorspringende Stege 51 der Abtriebscheibe 5 (in axialer Richtung) geschoben werden können. Sobald der Planetenträger 30b in axialer Richtung bis auf den Boden 50 der topfartigen Abtriebscheibe 5 geschoben wurde, kann dieser relativ zu der Abtriebscheibe 5 um die gemeinsame Drehachse verdreht werden, wobei der äußere Rand des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe in Hinterschnitte eingreift, die zwischen den einzelnen, radial nach innen vorspringenden Stegen 51 und dem Boden 50 der topfartigen Abtriebscheibe 5 ausgebildet sind. Hierdurch ist der Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe axial zwischen dem Gehäuseboden 50 und den Stegen 51 der Abtriebscheibe 5 gelagert und parallel zur Abtriebscheibe geführt (gegen Verkippen gesichert).

Die Abtriebscheibe 5 selbst wiederum ist dadurch gegen Verkippen gesichert, dass sie drehfest (vorzugsweise einstückig) mit einem koaxial angeordneten Formschlusselement 58 verbunden ist, welches der Herstellung einer formschlüssigen Verbindung mit einer Seiltrommel 6 dient, die einen dem Formschlusselement 58 zugeordneten Formschlussbereich 68 aufweist und deren äußere Oberfläche 60 Rillen zur Führung des Antriebseiles eines Seilfensterhebers aufweist. Durch das drehfest mit der Abtriebscheibe 5 verbundene und sich in axialer Richtung erstreckende

Formschlusselement 58 wird die effektive axiale Stützlänge der Abtriebscheibe 5 maximiert und hierdurch eine Verkippsicherung (gegen Verkippen bezüglich der Antriebsachse 10) geschaffen.

Mit seinen zwischen den Anschlängen 55a, 55b; 56a, 56b verlaufenden Innenflächen 53, 54 bildet das Abtriebselement 5 zusammen mit dem inneren Gehäuseteil 2b zudem eine Führung für die Schaltelemente 43, 44 sowie die Dämpfungselemente 45a, 45b; 46a, 46b, über die die Schaltklauen 35, 36 des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe auf die Abtriebscheibe 5 einwirken können.

Die Abtriebscheibe 5 umgreift den Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe sowie die Schlingfeder 4 topfförmig und liegt dabei insbesondere an dem Dichtungsring R des inneren, getriebeseitigen Gehäuseteiles 2b an. Hierdurch trägt sie zur Abdichtung des Verstellantriebs bei.

Die der Abtriebscheibe 5 nachgeordnete Seiltrommel 6 ist wiederum in einem eigenen Gehäuseteil 2c in Form eines Lagerdeckels angeordnet, der über Befestigungsstellen 200c mit den weiteren Gehäuseteilen 2a, 2b befestigt ist. Der Lagerdeckel 2c dient außerdem zum radialen Abstützen der feststehenden Achse 10 des Verstellantriebs an ihrer dem äußeren, scheibenläuferseitigen Gehäuseteil 2a abgewandten Ende, wobei die feststehende Achse 10 an diesem Gehäuseteil 2a beispielsweise durch Nieten befestigt ist und an jenem Lagerdeckel in eine Lageröffnung ragt und dort radial fixiert ist.

Die Befestigungsstellen 200a, 200b, 200c der einzelnen Gehäuseteile 2a, 2b, 2c können ein Referenzpunktsystem zur Ausrichtung und Positionierung der Gehäuseteile 2a, 2b, 2c zueinander sowie des gesamten Verstellantriebs 1, 2a, 2b, 3, 4, 5 zuzüglich der Seiltrommel 6 an einem tragenden Kraftfahrzeugteil, wie z. B. einem Türblech, dienen.

Während die Seiltrommel 6 und die Abtriebsscheibe 5 vorzugsweise aus Kunststoff bestehen, sind der Scheibenläufer 1, das Planetengetriebe 3, die Schlingfeder 4, der Lagerdeckel 2c sowie die beiden Gehäuseteile 2a, 2b des Verstellantriebs vorzugsweise aus Metall gefertigt.

Ein wichtiges Charakteristikum des in den Figuren 1, 2 und 3 dargestellten Verstellantriebs liegt darin, dass es sich hierbei um einen in axialer Richtung sehr flachen Antrieb handelt, bei dem die übliche Trennung zwischen Motor und nachgeordnetem Verstellgetriebe insofern aufgehoben ist, als der elektromechanische Energiewandler 1,

22, der die Motorfunktion übernimmt, sowie die nachgeordneten Getriebebaugruppen 3, 5 zu einer Einheit zusammengefasst sind, die in bzw. an einem einzigen zweiteiligen Antriebsgehäuse 2a, 2b gelagert ist und die neben der Umwandlung elektrischer Energie in mechanische Energie auch die Übersetzung des Antriebsmomentes zur Abtriebseite hin übernimmt. Die Schlingfederbremse ist dabei an diesen flachbauenden Antrieb so angepasst, dass sie keinen zusätzlichen Bauraum in axialer Richtung erfordert.

Figur 4 zeigt weitere Einzelheiten hinsichtlich der geometrischen Ausbildung der Magnete 22, die entsprechend Figur 1b die feststehende Achse 10 ringförmig umgreifend an dem inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2b festgelegt sind. Hierzu ist in Figur 4 der aus elektrischen Leitern L gebildete Scheibenläufer 1 schematisch zusammen mit einem der vor einer Oberfläche des Scheibenläufers 1 angeordneten Magnete 22 dargestellt.

Die den Scheibenläufer 1 bildenden elektrischen Leiter L liegen in Form von vorzugsweise flachen, gestanzten Wicklungen vor, von denen zwei Wicklungsabschnitte W1, W2 einer Wicklung in Figur 4 durch teilweises Aufschneiden des Scheibenläufers 1 beispielhaft hervorgehoben sind. Dabei wird insbesondere deutlich, dass die äußere Kontur des Magneten 22 an den Verlauf der Wicklungen (z. B. der Wicklungsabschnitte W1, W2) des Scheibenläufers 1 angepasst ist. Auf seiner dem Mittelpunkt M des Scheibenläufers 1 abgewandten Seite wird die äußere Kontur 22b des Magneten 22 gebildet durch einen Kreisbogenabschnitt mit einem Radius R2, welcher derart gewählt ist, dass der dem Mittelpunkt M des Scheibenläufers 1 abgewandte Kreisbogenabschnitt 22b in seiner Krümmung an die Krümmung der Wicklungen W1, W2 angenähert ist. An seiner dem Mittelpunkt M des Scheibenläufers 1 zugewandten Seite wird der Magnet 22 durch einen weiteren Kreisbogenabschnitt 22a begrenzt, dessen Radius $R1 > R2$ durch den Abstand zum Mittelpunkt M des Scheibenläufers 1 bestimmt ist. Die Magnete 22 sind hierdurch auf ihrer dem Mittelpunkt M des Scheibenläufers 1 zugewandten Seite derart beschnitten, dass sie der Kontur der Wicklungen W1, W2 an deren dem Mittelpunkt M des Scheibenläufers 1 zugewandten Endabschnitten nicht mehr folgen.

Im Ergebnis zeichnen sich die zum Betreiben des Scheibenläufers 1 verwendeten Magnete 22, deren Magnetfelder mit den stromdurchflossenen Wicklungen W1, W2 des Scheibenläufers 1 zusammenwirken, dadurch aus, dass sie einerseits mit ihrer äußeren Kontur 22a, 22b weitgehend an den Verlauf der Wicklungen W1, W2 angepasst sind. Dabei ist jedoch andererseits eine kostengünstige Herstellbarkeit der Magnete 22 gewährleistet, da deren äußere Kontur 22a, 22b im Querschnitt durch zwei Kreisbogenabschnitte 22a und 22b gegeben ist.

Anhand der Figuren 5a bis 5c wird nachfolgend die Einleitung des am Scheibenläufer 1 erzeugten und mittels des Übersetzungsmechanismus in Form eines Planetengetriebes 3 übersetzten Antriebsmomentes in die Abtriebscheibe 5 unter gleichzeitiger Freischaltung der Schlingfederbremse beschrieben.

Dabei zeigt Figur 5a zunächst den Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe, der zur drehbaren Lagerung der entsprechenden Planetenträger 34 dient, zusammen mit der topfartigen Abtriebscheibe 5, in der der Planetenträger 30b aufgenommen und gelagert ist.

Zum Zusammenführen des Planetenträgers 30b und der Abtriebscheibe 5 wird der Planetenträger 30b auf die Bodenfläche 50 (vergleiche Figur 1b) der topfartigen Abtriebscheibe 5 gelegt, wobei die Aussparungen 37 am äußeren Rand des Planetenträgers 30b entlang jeweils eines der nach innen vorspringenden Stege 51 der Abtriebscheibe 5 geführt werden. Sobald der Planetenträger 30b auf dem Boden 50 der Abtriebscheibe 5 aufliegt, wird dieser geringfügig relativ zu der Abtriebscheibe 5 verdreht, so dass die Ausnehmungen 37 am Rand des Planetenträgers 30b außer Eingriff mit den Stegen 51 gelangen. Hierdurch wird der äußere Rand des Planetenträgers 30b formschlüssig in Hinterschnitten 52 aufgenommen, die zwischen den Stegen 51 und dem Boden 50 der Abtriebscheibe 5 ausgebildet sind. Durch diese axiale Sicherung des Planetenträgers 30b an der Abtriebscheibe 5 wird ein Verkippen des Planetenträgers 30b relativ zu der Abtriebscheibe 5 verhindert (nach Art eines axial wirkenden Bajonettverschlusses). Gleichzeitig sind der Planetenträger 30b und die Abtriebscheibe 5 um die feststehende Achse 10 des Verstellantriebs begrenzt zueinander verdrehbar, was für die Übertragung des Antriebsmomentes von dem Planetenträger 30b auf die Abtriebscheibe 5 unter Zwischenschaltung einer Schlingfederbremse von Bedeutung ist.

Figur 5b zeigt die aus dem Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe und der Abtriebscheibe 5 bestehende Getriebebaugruppe zusammen mit dem am inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2b (vergleiche Figuren 1 und 2) ausgebildeten bzw. als separates Teil im Gehäuse befestigten Hohlrad 25 für die Planeten 32, 34 des Planetengetriebes 3 und der Schlingfeder 4. Die Schlingfeder 4 umgreift die zylindrisch ausgebildete Ringfläche am inneren Gehäuseteil 2b bzw. das Hohlrad 25, so dass dessen ringartige, zylindrische Außenwand als Bremsfläche für die Spiralfeder 4 dient. D. h., zur Sperrung eines abtriebseitig eingeleiteten Drehmomentes legt sich die

Schlingfeder 4 radial nach Innen mit entsprechend großer Kraft an die Bremsfläche 24 des inneren Gehäuseteiles 2b an.

Für die Betätigung der Schlingfeder 4 sowohl zum Freischalten der Schlingfederbremse beim Einleiten eines antriebsseitigen Drehmomentes als auch zum Sperren der Schlingfederbremse bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes dienen die beiden Federenden 41, 42, die jeweils radial von der Schlingfeder abstehen und mit einem an den Federenden 41, 42 befestigten, insbesondere dort aufgesteckten, Schaltelement 43, 44 versehen sind. Die Schaltelemente 43, 44 ermöglichen eine definierte Einleitung von Schaltkräften und großen Sperrkräften in die Schlingfeder 4, ohne dass sich die Federenden 41, 42 verbiegen. Hierdurch sind bei einer gegebenen Dicke des Federdrahtes größere Momente, z. B. als Folge eines Einbruchsversuchs durch Herunterdrücken einer Fensterscheibe, übertragbar. Dadurch, dass die Schaltelemente 43, 44 in ihrer Kontur an die Krümmung der Innenwand der topfförmigen Abtriebscheibe 5 angepasst sind, können sie sich radial nach außen an dieser abstützen, so dass die entsprechenden Wandbereiche 53, 54 der Innenwand der topfförmigen Abtriebscheibe 5 zugleich als Führungsbereiche zur radialen Führung der Schaltelemente 43, 44 in Umfangsrichtung dienen. Die axiale Führung der Schaltelemente 43, 44 erfolgt vorzugsweise über die Federenden 41, 42 und eine Anlagefläche 26 der Schaltelemente 43, 44 am inneren Gehäuseteil 2b, um axiale Kräfte aus den Schaltelementen bei gesperrter Schlingfederbremse in das besagte Gehäuseteil 2b einzuleiten.

Darüber hinaus ermöglichen die Schaltelemente 43, 44 eine vergleichsweise großflächige Krafteinleitung in die Federenden 41, 42 und die Dämpfungselemente 45a, 46b mittels der Schaltklauen 35, 36 des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe, wobei die mit den Schaltklauen 35, 36 zusammenwirkenden Anschlagflächen der Schaltelemente 43, 44 als Druckstücke die Krafteinleitung gleichmäßig machen.

Die am Planetenträger 30b vorgesehenen Schaltklauen 35, 36 dienen dabei nicht nur zum Freischalten der Schlingfederbremse bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes, sondern sie dienen auch als Krafteinleitungs- bzw. Kraftübertragungselemente, um das antriebsseitig wirkende Drehmoment je nach Drehrichtung über das Schaltelement 43 oder 44 und die Dämpfungselemente 45a, 46a oder 46b, 45b auf die Abtriebscheibe 5 zu übertragen. Hierzu sind an der Abtriebscheibe 5 entsprechend Anschlagflächen 55a, 56a und 56b, 55b vorgesehen, die jeweils von der Innenwand der topfförmigen Abtriebscheibe 5 nach innen vorstehen und von denen jeder

der in die Abtriebscheibe 5 eingreifenden Schaltklauen 35, 36 jeweils zwei (55a, 55b bzw. 56a, 56b) zugeordnet sind. Von jedem Paar 55a, 55b bzw. 56a, 56b an Anschlagflächen, die jeweils einem Kraftübertragungs- bzw. Krafteinleitungselement in Form einer Schaltklaue 35, 36 zugeordnet sind, wird bei einer Drehbewegung des Verstellantriebs je Schaltklaue 35, 36 – in Abhängigkeit von der jeweiligen Drehrichtung – nur eine Anschlagfläche 55a oder 55b bzw. 56a oder 56b wirksam, in dem sie mit der zugeordneten Schaltklaue 35 oder 36 (mittelbar über Dämpfungselemente 45a, 45b; 46a, 46b) in Wirkverbindung tritt.

Zur Dämpfung eines antriebsseitig mittels der Schaltklauen 35, 36 über die zugeordneten Anschlagflächen 55a, 55b; 56a, 56b in die Abtriebscheibe 5 eingeleiteten Drehmomentes, insbesondere wenn der Verstellantrieb abtriebsseitig an einen Block fährt, z. B. weil eine zu verstellende Fensterscheibe ihre endgültige Schließposition in einer oberen Scheibendichtung erreicht hat, dienen Dämpfungselemente 45a, 45b; 46a, 46b, die mit einem als Steckelement dienenden Fortsatz in jeweils eine der als Gegenstecker ausgebildeten Anschlagflächen 55a, 55b; 56a, 56b der Abtriebscheibe 5 eingesteckt sind.

Es wird nun anhand Figur 5c beispielhaft für eine Drehbewegung entlang einer ersten Richtung A (entsprechend einer Linksdrehung in der Ansicht gemäß Figur 5c) die Einleitung eines antriebsseitig am Scheibenläufer 1 erzeugten Antriebsmomentes über das Planetengetriebe 3 in die Abtriebscheibe 5 unter gleichzeitiger Freischaltung der Schlingfederbremse beschrieben.

Eine Drehbewegung des Scheibenläufers entlang einer ersten Drehrichtung A um die feststehende Achse 10 des Verstellantriebs führt zu einer gleichsinnigen Bewegung des Planetenträgers 30b der zweiten Planetenstufe, jedoch – entsprechend der gewählten Übersetzung – mit geringerer Geschwindigkeit und größerem Antriebsmoment. Zur Einleitung des entsprechenden Drehmomentes in die Abtriebscheibe 5 dienen die beiden Schaltklauen 35, 36 des Planetenträgers 30b. Wie anhand Figur 5c erkennbar, wirkt bei einer Drehbewegung des Planetenträgers 30b entlang der ersten Drehrichtung A die eine Schaltklaue 35 auf das Schaltelement 43 des einen Federelementes 41 ein und hat hierdurch die Tendenz, die Schlingfeder 4 radial aufzuweiten, so dass sie in radialer Richtung r (bezogen auf die Antriebsachse 10) von der Bremsfläche 24 der Schlingfederbremse abgehoben wird. Hierdurch ist die Schlingfederbremse freigeschaltet und ein antriebsseitig wirkendes Drehmoment kann ohne entgegenstehende Sperrwirkung der Schlingfederbremse auf die Abtriebscheibe 5

übertragen werden. Hierzu wirkt die Schaltklaue 35 über das Schaltelement 43 und ein Dämpfungselement 45a, das zwischen das Schaltelement 43 des einen Federendes 41 und einer Anschlagfläche 55a der Abtriebsscheibe 5 angeordnet ist, auf jene Anschlagfläche 55a ein, wobei das elastische Dämpfungselement 45a in Umfangsrichtung zusammengedrückt (komprimiert) wird. Gleichzeitig wirkt die weitere Schaltklaue 36 des Planetenträgers 30b über ein weiteres Dämpfungselement 46a entlang der gleichen Richtung A auf eine weitere Anschlagfläche 56a der Abtriebsscheibe 5 ein, wobei auch dieses Dämpfungselement 46a komprimiert wird. Hierdurch wird eine Drehbewegung der Abtriebsscheibe 5 entlang derselben Drehrichtung A ausgelöst, entlang der sich auch der Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe (ausgelöst durch eine Drehbewegung des Scheibenläufers 1) bewegt.

Diese Bewegung wird fortgeführt, so lange der Scheibenläufer 1 bestromt ist und sich dreht, wobei die über ein Zugmittel Z in Form eines Antriebsseiles (vergleiche Figur 3) mit der Seiltrommel 6 (vergleiche Figuren 1, 2 und 3) des Verstellantriebs gekoppelte Fensterscheibe einer Kraftfahrzeugtür beispielsweise angehoben wird (entsprechend einem Absenken der Fensterscheibe bei einer entgegengesetzten Drehbewegung der Abtriebsscheibe 5 entlang einer Richtung B).

Die Drehbewegung der Abtriebsscheibe 5 (und damit der nachgeordneten Seiltrommel 6) sowie das entsprechende Anheben der zu verstellenden Fensterscheibe enden, wenn die Bestromung des Scheibenläufers 1 endet (bzw. wenn die Fensterscheibe ihre obere Schließposition in einer Scheibendichtung erreicht hat und der Antrieb automatisch abgeschaltet wird). Beim Anfahren eines Blocks (also beispielsweise dem Erreichen der oberen Schließposition einer Fensterscheibe) kommt es zu einer verstärkten Deformation der bei der entsprechenden Drehrichtung A aktiven Dämpfungselemente 45a, 46a, über die die beiden Schaltklauen 35, 36 auf die zugeordneten Anschlagflächen 55a, 56a der Abtriebsscheibe 5 einwirken, wodurch das maximale, an der Abtriebsscheibe 5 bzw. der Seiltrommel 6 wirkende Moment begrenzt wird, um neben Spitzenbelastungen und Verschleiß des Verstellantriebs auch Anschlaggeräusche abzuwenden.

Nach dem manuellen oder automatischen (beim Erreichen einer Endposition des Verstellteiles) Abschalten des Verstellantriebs (durch Unterbrechung der Stromversorgung für den Scheibenläufer 1) entspannen sich die bei der jeweiligen Drehrichtung aktiven Dämpfungselemente 45a, 46a wieder, wobei das eine Dämpfungselement 45a derart auf das Schaltelement 43 des einen Endes 41 der Schlingfeder 4 einwirkt, dass diese wieder radial gegen die zugeordnete Bremsfläche 24

gedrückt wird und die Schlingfederbremse wieder sperrt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das sich entspannende Dämpfungselement 45a auf das zugeordnete Schaltelement 43 des einen Federendes 41 genau entgegengesetzt zu der Richtung A einwirkt, entlang derer zuvor die Schaltklaue 35 auf das Schaltelement 43 dieses Federendes 41 eingewirkt hatte, um die Schlingfederbremse frei zu schalten und außerdem die Drehbewegung entlang der gewünschten Drehrichtung A auszulösen. Bei der Entspannung des entsprechenden der Dämpfungselemente 45a kommt es zu einer geringfügigen Rückstellbewegung der Abtriebsscheibe 5 und der Seiltrommel 6 und damit auch des hiermit eingestellten Verstellteils (entsprechend z. B. einem geringfügigen Absenken einer zuvor in ihre obere Schließposition gefahrenen Fensterscheibe). Das Schlingfedersystem ist konstruktiv derart auszulegen, dass dieses Rückstellverhalten keine substantielle Einwirkung auf die zuvor angefahrne Verstellposition des entsprechenden Verstellteiles hat, also z. B. eine Fensterscheibe nicht wieder aus der oberen Scheibendichtung herausgerät, in die sie zuvor eingefahren wurde. Dies wird vor allem dadurch sichergestellt, dass sich das jeweilige Schlingfederende 41 bzw. 42 beim Freischalten nicht oder nur geringfügig von der Bremsfläche 24 abhebt.

Ferner ist sicherzustellen, dass durch das Entspannen der Dämpfungselemente 45a, 46a keine so starke Rückwirkung auf die zugeordneten Schaltklauen 35, 36 erfolgt, dass die eine Schaltklaue 36 unter Überwindung des Umkehrspieles U des Sperrmechanismus nun über das andere Schaltelement 44 das entsprechende Schlingfederende 42 entgegengesetzt bewegt, die Schlingfeder löst und so eine Drehbewegung entlang der entgegengesetzten Richtung B auslösen könnte; es muss also ein Restumkehrspiel im Sperrmechanismus verbleiben. Hierzu kann unterstützend vorgesehen sein, dass der Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe, z. B. im Bereich der Hinterschnitte 52, über keil- bzw. rampenartige Flächenpaare bei einer Rückstellbewegung mit der Abtriebsscheibe 5 zusammenwirkt, so dass der Planetenträger 30b und die Abtriebsscheibe 5 beispielsweise axial ineinander verspannt werden und die Rückstellbewegung gebremst wird. Alternativ oder ergänzend kann auch eine axiale Verspannung zwischen dem Planetenträger 30b und der Abtriebsscheibe 5 durch entsprechende Auslegung der Dämpfungselemente 45a, 45b; 46a, 46b erreicht werden. Hierbei kann durch die Querschnittsvergrößerung der zusammengedrückten (inkompressiblen/Volumenkostanten) Dämpfer im Block ebenfalls eine axiale Verspannung von Abtriebsscheibe 5 und Planetenträger 30b erreicht werden.

Weiterhin kann vorgesehen sein, dass die elektrischen Anschlüsse des Verstellantriebs, also insbesondere des Scheibenläufers 1, beim Abschalten des Verstellantriebs kurzgeschlossen werden, um einen antriebsseitigen temporären Beharrungseffekt durch Gegeninduktion zu erzeugen, also einer Rückstellbewegung des Verstellantriebs temporär entgegengewirkt wird, bis sich das Dämpfungselement 46a bzw. 45b entspannt hat.

Bei einer Drehbewegung des Verstellantriebs entlang der entgegengesetzten Richtung B laufen die gleichen Prozesse ab, wie zuvor anhand der Drehbewegung einer ersten Drehrichtung A beschrieben, wobei jedoch eine Schaltklaue 36 die Schlingfeder 4 über das andere Federende 42 mit einem zugeordneten Schaltelement 44 frei schaltet und zusammen mit der weiteren Schaltklaue 35 über Dämpfungselemente 45b, 46b auf entgegengesetzt gerichtete Anschlagflächen 55b, 56b der Antriebsscheibe 5 einwirkt.

Das heißt, in Abhängigkeit von der Drehrichtung A, B wirken die Schaltklauen 35, 36 zum Freischalten der Schlingfederbremse jeweils auf das eine oder andere Federende 41, 42 derart ein, dass die Schlingfeder 4 aufgeweitet wird, und sie wirken ferner über Dämpfungselemente 45a, 46a bzw. 45b, 46b entlang der einen Richtung A oder entlang der anderen Richtung B auf jeweils geeignet orientierte Anschlagflächen 55a, 56a bzw. 55b, 56b der Abtriebsscheibe 5 ein, um diese nach dem Freischalten (Lösen) der Schlingfederbremse entlang der gewünschten Drehrichtung A oder B zu bewegen.

Die Sperrwirkung der Schlingfederbremse bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes beruht darauf, dass in diesem Fall je nach Richtung des abtriebsseitig eingeleiteten Drehmomentes ein Anschlag 55a oder 56b über das zugeordnete Dämpfungselement 45a oder 46b derart auf das Schaltelement 43 oder 44 eines jeweiligen Federendes 41 bzw. 42 einwirkt, dass sich die Schlingfeder 4 radial zusammenzieht und in radialer Richtung r gegen die Bremsfläche 24 gedrückt wird, wodurch eine Drehbewegung kraft- und reibschlüssig blockiert ist.

Die Schlingfederbremse wird also jeweils dadurch gelöst bzw. gesperrt, dass entweder ein antriebsseitiges Kraftübertragungselement (Schaltklauen 35, 36 des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe) derart auf ein Federende 41, 42 einwirken, dass sich die Schlingfeder 4 von der Bremsfläche 24 löst bzw. die radiale Vorspannung reduziert wird, oder ein abtriebsseitig angeordnetes Kraftübertragungselement (Anschlagflächen 55a, 56b der Abtriebsscheibe 5) derart auf eines der Federenden 41, 42 einwirkt, dass die Schlingfeder 4 radial zusammengedrückt wird und sich gegen die Bremsfläche 24 legt.

Die abtriebsseitigen Kraftübertragungselemente wirken dabei auf das jeweilige Federende 41 oder 42 jeweils entgegengesetzt der Richtung ein, entlang der die antriebsseitigen Kraftübertragungselemente auf das entsprechende Federende einwirken. Hierdurch bewirken die einen ein Zusammendrücken und die anderen ein Aufweiten der Schlingfeder 4.

Die Funktion des erfindungsgemäßen Verstellantriebs wurde vorliegend in den Figuren 1 bis 5c beispielhaft anhand einer Anwendung erläutert, bei der der Verstellantrieb zur Erzeugung einer Drehbewegung einer Seiltrommel 6 eines Kraftfahrzeugfensterhebers dient und dementsprechend ein Anheben oder Absenken einer Fensterscheibe in einer Kraftfahrzeugtür bewirkt. Der Verstellantrieb kann jedoch in entsprechender Weise zur Einstellung beliebiger anderer Verstellteile, wie z. B. verstellbarer Sitzteile oder sonstiger Kraftfahrzeugteile, sowie auch zur Einstellung von Verstellteilen außerhalb von Kraftfahrzeugteilen dienen.

Ein wichtiger Vorteil des beschriebenen Verstellantriebs liegt in seiner geringen Bauhöhe in axialer Richtung, so dass dessen Anwendung in solchen Fällen bevorzugt ist, in denen in axialer Richtung nur wenig Bauraum für einen Verstellantrieb zur Verfügung steht, wie beispielsweise in Kraftfahrzeugtüren oder an Fahrzeugsitzen. Die geringe axiale Ausdehnung des Verstellantriebs wird dadurch erreicht, dass die als Bremse dienende Schlingfeder 4 den Übersetzungsmechanismus des Verstellantriebs (z. B. in Form eines Planetengetriebes 3) an seinem Umfang umschließt und dadurch keinen zusätzlichen Bauraum in axialer Richtung erfordert. Die Schaltelemente zum Betätigen der Schlingfeder 4 sowie die Kraftübertragungselemente und Dämpfungselemente zur Übertragung antriebsseitig eingeleiteter Kräfte auf die Abtriebsseite sind wiederum am äußeren Umfang der Schlingfeder 4 angeordnet, so dass auch deren Anordnung zu einer Minimierung der Bauhöhe in axialer Richtung beiträgt.

Insgesamt liegen also der Übersetzungsmechanismus des Verstellantriebs, die Schlingfederbremse sowie die Schalt-, Kraftübertragungs- und Dämpfungselemente, mittels derer der Übersetzungsmechanismus an das Abtriebselement gekoppelt ist und die Schlingfederbremse geschaltet wird, in einer gemeinsamen Ebene senkrecht zur Antriebsachse 10 und dabei – in radialer Richtung betrachtet – auf radial hintereinander angeordneten Schalen.

Abweichend von der Darstellung in den Figuren 1 bis 5c kann dabei die der Schlingfeder 4 zugeordnete Bremsfläche auch radialer außerhalb der Schlingfeder 4 am

inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2b angeordnet sein, so dass die Schlingfeder 4 zur Erzielung einer Bremswirkung aufgeweitet werden muss und beim Lösen der Schlingfederbremse zusammengedrückt werden muss, weil in diesem Fall die Bremsfläche die Schlingfeder 4 ringförmig umgibt. Es ist dann bevorzugt, die Schalt-, Kraftübertragungs- und Dämpfungselemente radial innerhalb (statt außerhalb wie im gezeigten Ausführungsbeispiel) anzuordnen. Insbesondere würden die Federenden in diesem Fall von der Schlingfeder radial nach innen (statt radial nach außen) abstehen.

Anhand der Figuren 6 bis 8 werden nachfolgend Abwandlungen des in den Figuren 1a bis 3 dargestellten Verstellantriebs beschrieben, und zwar insbesondere hinsichtlich des Übersetzungsmechanismus, der der Übertragung des am Scheibenläufer 1 erzeugten Drehmomentes auf das Abtriebsselement 5 (und die Seiltrommel 6) dient.

Die den Ausführungsbeispielen gemäß Figur 6 bis 8 zugrunde liegenden Übersetzungsgetriebe basieren z.B. auf einem sogenannten „Harmonic-Drive-Getriebe“ als Untersetzungsgetriebe. Ein derartiges Getriebe umfasst zwei koaxial gelagerte Hohlräder, die eine (geringfügig) unterschiedliche Zähnezahl aufweisen und über ihre jeweilige Verzahnung mit einem gemeinsamen Antriebselement in Wirkverbindung stehen. Eine Übersetzung wird dabei durch die unterschiedliche Zähnezahl der beiden Hohlräder erreicht.

Konkret umfasst ein derartiges Untersetzungsgetriebe beispielsweise ein gehäusefestes erstes Hohlrad, das eine zylindrische Innenverzahnung mit einer ersten Zähnezahl aufweist; ein Abtriebshohlrad, das eine zylindrische Innenverzahnung mit einer zweiten Zähnezahl aufweist; einen radial flexiblen Ring mit einer Innenmantelfläche und einer Außenverzahnung, die mit den Innenverzahnungen des gehäusefesten Hohlrades und des Abtriebshohlrades in Eingriff steht; sowie einen Antriebskern, der einen oder mehrere Umfangsabschnitte der Außenverzahnung des radial flexiblen Ringes mit der Innenverzahnung des gehäusefesten Hohlrades und des Abtriebshohlrades umlaufend in Eingriff hält. Aufgrund der unterschiedlichen Zähnezahl der beiden Innenverzahnungen bewirkt eine ganze Umdrehung des mittels eines geeigneten elektromechanischen Wandlers (Scheibenläufers) anzutreibenden Antriebskerns eine Drehbewegung des Abtriebshohlrades um die vorgesehene Differenz der Zähnezahl von gehäusefestem Hohlrad und Abtriebshohlrad. Dadurch kann mit einem derartigen Getriebe eine sehr hohe Übersetzung, insbesondere in Form einer Untersetzung, erreicht werden.

Hinsichtlich weiterer Einzelheiten des Aufbaus eines derartigen Getriebes sei auf die DE 100 24 905 A1 und die DE 100 24 908 A1 verwiesen. Vergleichbare Getriebe sind außerdem in der DE 199 44 915 A1 und der DE 100 24 907 A1 beschrieben, insbesondere unter Verwendung eines Scheibenläufers zur Erzeugung eines antriebsseitigen Drehmomentes.

Figur 6 zeigt die Anwendung eines Übersetzungsmechanismus (Übersetzungsgetriebes) der vorstehend genannten Art auf einen Verstellantrieb mit einer Schlingfederbremse, wie er in den Figuren 1 bis 3 dargestellt ist. Dabei ersetzt das auf der Relativbewegung zweier Hohlräder mit unterschiedlicher Zähnezahl basierende Übersetzungsgetriebe den durch ein Planetengetriebe gebildeten Übersetzungsmechanismus aus den Figuren 1 und 2 und kann z.B. als Übersetzungsgetriebe 3 bei dem Verstellantrieb aus Fig. 3 eingesetzt werden.

Gemäß Figur 6 ist ein erstes, gehäusefestes Hohlrad 25 mit einer ersten Innenverzahnung I1 am inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2b des Verstellantriebs befestigt und ein koaxial hierzu auf der feststehenden Antriebsachse 10 gelagertes Abtriebshohlrad 30' über eine formschlüssige Verbindung mittels Rastelementen 39', 59 nach Art eines Bajonettverschlusses axial an der topfartigen Abtriebsscheibe 5 des Verstellantriebs gelagert. Die Innenverzahnungen I1, I2 des gehäusefesten Hohlrades 25 einerseits und des koaxial hierzu drehbar auf der Antriebsachse 10 gelagerten Abtriebshohlrades 30' andererseits weisen eine geringfügig unterschiedliche Zähnezahl auf. Indem ein Antriebselement mit einer Außenverzahnung, z. B. ein radial flexibler Ring, der von dem in Figur 6 nicht dargestellten, auf der Antriebsachse 10 gelagerten Scheibenläufer angetrieben wird, mit seiner Außenverzahnung mit den beiden Innenverzahnungen I1, I2 der Hohlräder 25, 30' in Eingriff steht, wird die Drehbewegung des Scheibenläufers umgesetzt. Denn jede Umdrehung des Scheibenläufers bzw. des hierdurch angetriebenen, mit den Innenverzahnungen I1, I2 der Hohlräder 25, 30' in Eingriff stehenden Antriebselementes bewirkt eine Drehbewegung des Abtriebshohlrades 30' entsprechend der Differenz der Zähnezahl der beiden Innenverzahnungen I1, I2. Für weitere Einzelheiten hinsichtlich der Erzeugung einer Drehbewegung eines hierfür geeigneten Antriebselementes mittels eines Scheibenläufers sowie hinsichtlich der Ausbildung des Antriebselementes, insbesondere als radial flexibler Ring mit einer Außenverzahnung und einem zugeordneten Antriebskern, sei beispielhaft auf die bereits erwähnten Dokumente DE 199 44 915 A1, DE 100 24 905 A1, DE 100 24 907 A1 und DE 100 24 908 A1 verwiesen.

Das gehäusefeste Hohlrad 25 mit der ersten Innenverzahnung 11 ist dabei vorzugsweise an das innere Gehäuseteil 2b (insbesondere ein Blechprägeteil) angespritzt. Bei dem Abtriebshohlrad 30' handelt es sich vorzugsweise um ein Kunststoffspritzgussteil, das mit Rastelementen 39' versehen ist, die nach Art eines Bajonettverschlusses in zugehörige Rastöffnungen 59 der Abtriebsscheibe 5 (insbesondere ein Blechprägeteil) eingreifen können, um eine axiale Lagerung und Führung der Abtriebsscheibe 5 durch das Abtriebshohlrad 30' zu bewirken, welches über einen axial längserstreckten zentralen Lagerbereich 38' mit großer Stützlänge L auf der Antriebsachse 10 gelagert ist.

Die topfförmige Abtriebsscheibe 5 weist ein axial erstrecktes Formschlusselement 58 auf, welches mit einer Kunststoffumspritzung beschichtet ist und einerseits auf seiner radial inneren Seite zur radialen Lagerung der Abtriebsscheibe 5 auf dem Lagerabschnitt 38' des Abtriebshohlrades 30' dient und andererseits mit seiner äußeren Seite zur formschlüssigen Befestigung einer Seiltrommel 6 dient, welche hierfür einen zugeordneten Formschlussbereich 68 aufweist. Die beiden Formschlussbereiche 58, 68 von Abtriebsscheibe 5 und Seiltrommel 6 können dabei insbesondere über Verzahnungselemente aneinander befestigt sein, z.B. indem das Formschlusselement 58 der Abtriebsscheibe 5 an seiner Außenseite als Vielzahnkonus ausgebildet ist. Der die Seiltrommel 6 aufnehmende Lagerdeckel 2c (vergleiche Figuren 1a und 1b) ist in Figur 6 der Übersichtlichkeit halber nicht mit dargestellt.

Das Abtriebshohlrad 30' und die Abtriebsscheibe 5 sind begrenzt zueinander verdrehbar, wie in den Figuren 1 bis 3 für den Planetenträger 30b der zweiten Getriebestufe und die Abtriebsscheibe 5 beschrieben. Über das Abtriebshohlrad 30' wird das am Scheibenläufer erzeugte Antriebsmoment auf die Abtriebsscheibe 5 mittels geeigneter Schaltklauen 35' übertragen, die gleichzeitig auch zum Betätigen (Schalten) der Schlingfeder 4 dienen, wobei ferner Aufnahmebereiche 34' für geeignete Dämpfungselemente vorgesehen sind. Das Abtriebshohlrad 30' übernimmt hinsichtlich des Zusammenwirkens mit der topffartigen Abtriebsscheibe 5 die Funktion des Planetenträgers 30b der zweiten Getriebestufe des Planetengetriebes 3 aus den Figuren 1 bis 3. Bezüglich des Zusammenwirkens des Abtriebshohlrades 30' mit der topffartigen Abtriebsscheibe 5 (sowohl bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes als auch bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes) sei daher auf die entsprechenden Ausführungen zu dem Zusammenwirken des Planetenträgers 30b der zweiten Planetenstufe mit der Abtriebsscheibe 5 verwiesen, wie anhand der Figuren 1 bis 5c beschrieben. Dies gilt insbesondere auch für die Einbeziehung von

Dämpfungselementen, der Schlingfederbremse sowie den an den Federenden der entsprechenden Schlingfeder vorgesehenen Schaltelementen.

Ein weiterer Unterschied zu der anhand der Figuren 1 bis 5c beschriebenen Anordnung besteht vorliegend darin, dass die Schlingfeder 4, die wiederum am Außenumfang des Übersetzungsmechanismus 3', nämlich am Außenumfang der beiden Hohlräder 25, 30', angeordnet ist, von der zugeordneten ringartigen (hohlzylindrischen) Bremsfläche 24 umfasst wird. Die Bremsfläche 24 ist ausgebildet an einem Bremsstopf des inneren, getriebeseitigen Gehäuseteils 2b, beispielsweise in Form eines auf das Gehäuseteil 2b aufgesetzten Blechringes. Dementsprechend ist vorliegend die Schlingfeder 4 radial nach außen vorgespannt und wird bei abtriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes zur Erzeugung der gewünschten Sperrwirkung radial nach außen gegen die zugeordnete Bremsfläche 24 gedrückt. Bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes (ausgehend von dem entsprechenden Scheibenläufer) über das Abtriebshohlrad 30' wird demgegenüber die Schlingfeder 4 an ihren Enden mittels der Schaltklauen 35' des Abtriebshohlrades 30' an ihren Federenden derart betätigt, dass sie radial nach innen von der Bremsfläche 24 abgehoben wird.

Zur Abdichtung des Verstellantriebs (z.B. bei dessen Einsatz in einem Nassraum) dienen vorliegend eine ringförmig umlaufende Dichtlippe DL am Abtriebshohlrad 30', die an dem inneren Gehäuseteil 2b anliegt und dort schleift, sowie ein Dichtring D zwischen Antriebsachse 10 und Abtriebshohlrad 30'.

Figur 7 zeigt eine Abwandlung des Verstellantriebs aus Figur 6, wobei der wesentliche Unterschied darin besteht, dass der Bremsstopf mit der Bremsfläche 24 für die Schlingfeder 4 nicht am inneren, getriebeseitigen Gehäuseteil 2b, sondern am Lagerdeckel 2c für die Seiltrommel 6 ausgebildet ist. Auch hier umgreift die Bremsfläche 24 die Schlingfeder 4, so dass zur Erzeugung einer Bremswirkung die Schlingfeder 4 radial nach außen aufzuweiten ist.

Es ist ferner erkennbar, dass der Lagerdeckel 6 die Antriebsachse 10 radial abstützt und gemeinsam mit dem inneren Gehäuseteil 2b an einem flächigen Trägerelement T, z. B. in Form eines Trägerbleches einer Kraftfahrzeugtür, befestigt ist. Das Trägerelement T ist dabei zwischen dem inneren Gehäuseteil 2b und einem Befestigungsflansch des Lagerdeckels 2c aufgenommen und dient gleichzeitig zur axialen Sicherung der Schlingfeder 4 in einer axialen Richtung, so dass die Schlingfeder 4 axial zwischen

einem Abschnitt des Trägerelementes T und einem Abschnitt des am Lagerdeckel 2c ausgebildeten Bremsstopfes festgelegt ist.

In Figur 7 ist ferner ein auf den äußeren Umfang der Seiltrommel 6 gewickeltes Seil erkennbar, das als Zugmittel Z für einen Kraftfahrzeugfensterheber dient und durch Drehung der Seiltrommel in der einen oder anderen Drehrichtung zum Anheben oder Absenken einer Fensterscheibe betätigt wird.

Figur 8 zeigt eine weitere Abwandlung des Verstellantriebs aus Figur 6, wobei der Unterschied darin besteht, dass die Seiltrommel 6 nicht (mittels eines axial von der Abtriebsscheibe 5 abstehenden Formschlusselementes) axial hinter der Abtriebsscheibe 5 angeordnet ist, sondern vielmehr am äußeren Umfang der Abtriebsscheibe 5 (durch Spritzgießen) angespritzt ist, also radial neben dieser liegt und zwar an einem von der Grundfläche 50 der Abtriebsscheibe 5 abstehenden, ringförmig umlaufenden Abschnitt 500. Hierdurch wird eine in axialer Richtung besonders flache Bauweise des Verstellantriebs ermöglicht.

Die anhand der Figuren 6 bis 8 dargestellten Verstellantriebe unterscheiden sich von dem in den Figuren 1a bis 3 gezeigten zwar in der Ausbildung des jeweiligen Übersetzungsmechanismus 3 bzw. 3', der der Übertragung des am Scheibenläufer erzeugten Drehmomentes auf die Abtriebsscheibe 5 dient; jedoch stimmen alle Ausführungsbeispiele darin überein, dass die Schlingfeder 4 der Schlingfederbremse jeweils am äußeren Umfang des Übersetzungsmechanismus 3 bzw. 3' angeordnet ist und die der Übersetzung dienenden drehbaren Getriebeelemente des jeweiligen Übersetzungsmechanismus 3 bzw. 3' umgreift.

* * * * *

Patentansprüche

1. Verstellantrieb, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit

- einem elektromechanischen Energiewandler, der einen drehbar gelagerten Scheibenläufer (1) zur Erzeugung eines Drehmomentes aufweist,
- einem dem Scheibenläufer (1) nachgeschalteten Übersetzungsmechanismus (3, 3') zur Kopplung des Scheibenläufers (1) mit einem Abtriebsselement (5) und
- einem Sperrmechanismus, der eine Bewegung des Abtriebselementes (5) unter der Wirkung eines abtriebsseitig in den Verstellantrieb eingeleiteten Drehmomentes sperrt,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Sperrmechanismus eine Schlingfeder (4) aufweist, die sich am äußeren Umfang des Übersetzungsmechanismus (3, 3') und/oder des Scheibenläufers (1) erstreckt.

2. Verstellantrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest ein Teil der Getriebeelemente (30a, 30b, 31, 33; 25, 30') des Übersetzungsmechanismus (3, 3') koaxial zu dem Scheibenläufer (1) gelagert ist.
3. Verstellantrieb nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übersetzungsmechanismus (3, 3') koaxial zu dem Scheibenläufer (1) angeordnet ist.
4. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schlingfeder (4) den Übersetzungsmechanismus (3, 3')

und/oder den Scheibenläufer (1) in einer Ebene senkrecht zur Achse (10) des Scheibenläufers (1) umgreift.

5. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die beweglichen, der Übersetzung dienenden Getriebeelemente (30a, 30b, 30', 31, 32, 33, 34) des Übersetzungsmechanismus (3, 3') radial nicht über die Schlingfeder (4) hinausragen.
6. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schlingfeder (4) zum Sperren eines abtriebsseitig eingeleiteten Drehmomentes radial gegen eine ringartige Bremsfläche (24) drückbar ist.
7. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die ringartige Bremsfläche (24) an einem Gehäuseteil (2b) für den Verstellantrieb ausgebildet oder angeordnet ist.
8. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schlingfeder (4) zwischen einem abtriebsseitigen Getriebeelement (30b, 30') des Übersetzungsmechanismus (3, 3') und dem Abtriebselement (5) wirkend angeordnet ist, wobei mit dem abtriebsseitigen Getriebeelement (30b, 30') oder dem Abtriebselement (5) verbundene Bauteile (35, 36; 35'; 55a, 56b) durch Einwirkung auf die Schlingfeder (4), insbesondere deren Federenden (41, 42), die Schlingfeder (4) aufweiten oder zusammendrücken.
9. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Abtriebselement (5) die Schlingfeder (4) topfartig umgibt.
10. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schlingfeder (4) zu ihrer Betätigung zwei abgewinkelte Federenden (41, 42) aufweist.

11. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Federenden (41, 42) jeweils mit einem Schaltelement (43, 44) versehen sind, dem eine radiale Führung (53, 54) und vorzugsweise eine axiale Führung (26, 41, 42) zugeordnet ist, mit der es bei einer Betätigung der Schlingfeder (4) führbar ist, und dass die Federenden (41, 42) in radial gerichtete Aufnahmeöffnungen des jeweiligen Schaltelementes (43, 44) einsteckbar sind.
12. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schlingfeder (4) in Richtung auf ihren gesperrten Zustand vorgespannt ist.
13. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übersetzungsmechanismus (3, 3') bei der antriebsseitigen Einleitung eines Drehmomentes auf die Schlingfeder (4) einwirkt und diese derart betätigt, dass sie eine Übertragung des Drehmomentes auf die Abtriebsseite nicht blockiert.
14. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übersetzungsmechanismus (3, 3') bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes über mindestens ein Federende (41, 42) der Schlingfeder (4) auf das Abtriebselement (5) einwirkt.
15. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übersetzungsmechanismus (3, 3') bei antriebsseitiger Einleitung eines Drehmomentes über mindestens ein Dämpfungselement (45a, 45b; 46a, 46b) auf das Abtriebselement (5) einwirkt.
16. Verstellantrieb nach Anspruch 14 oder 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen den Federenden (41, 42) der Schlingfeder (4) und dem Abtriebselement (5) Dämpfungselemente (45a, 46b) angeordnet sind.

17. Verstellantrieb nach Anspruch 15 oder 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass mindestens ein Dämpfungselement (45a, 45b, 46a, 46b) beim Einwirken des Übertragungsmechanismus (3, 3') auf das Abtriebsselement (5) deformiert wird.
18. Verstellantrieb nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass nach Entspannung des deformierten Dämpfungselementes (45a, 46a, 45b, 46b) bis zum Sperren der Schlingfeder (4) ein Restumkehrspiel des Sperrmechanismus besteht.
19. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass durch axiales und/oder radiales reibendes Zusammenwirken des Übersetzungsmechanismus (3, 3') mit dem Abtriebsselement (5) ein Dämpfungseffekt erzielt wird, wenn das Abtriebsselement (5) an einen Block gefahren wird.
20. Verstellantrieb nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Getriebeelement (30b, 30') des Übersetzungsmechanismus (3, 3') mit dem Abtriebsselement (5) keilartig zusammenwirkt.
21. Verstellantrieb nach einem der Ansprüche 15 bis 18 und Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Getriebeelement (30b, 30') des Übersetzungsmechanismus (3, 3') und das Abtriebsselement (5) über die Dämpfungselemente (45a, 45b, 46a, 46b) axial gegeneinander verspannt sind.
22. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das abtriebsseitige Getriebeelement (30b, 30') des Übersetzungsmechanismus (3, 3') und das Abtriebsselement (5) axial aneinander gelagert sind.

23. Verstellantrieb nach Anspruch 22, **dadurch gekennzeichnet**, dass die axiale Lagerung durch Eingriff in einen Hinterschnitt (52) erfolgt.
24. Verstellantrieb nach Anspruch 22 oder 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass das abtriebsseitige Getriebeelement (30b, 30') und das Abtriebselement (5) nach Art eines Bajonettverschlusses axial zueinander fixierbar sind.
25. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übersetzungsmechanismus (3, 3') durch ein Umlaufrädergetriebe gebildet wird.
26. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Übersetzungsmechanismus (3, 3') durch ein Planetengetriebe (3) oder durch ein Übersetzungsgetriebe (3') mit zwei koaxialen, zueinander verdrehbaren Hohlrädern (25, 30') mit Innenverzahnungen (I1, I2) unterschiedlicher Zähnezahl gebildet wird.
27. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass auf der Achse (10) des Scheibenläufers (1) ein axial feststehendes axiales Sicherungselement (11) zwischen dem Scheibenläufer (1) und dem Abtriebselement (5) angeordnet ist, so dass abtriebsseitig eingeleitete axial wirkende Kräfte von dem Sicherungselement (11) aufgenommen werden und nicht auf den Scheibenläufer (1) einwirken.
28. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass beim Abschalten des Verstellantriebs der elektromechanische Wandler kurzgeschlossen wird, während die Schlingfeder (4) in einen Zustand überführt wird, in dem sie sperrend an einer Bremsfläche (24) des Verstellantriebs anliegt.

29. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verstellantrieb ein mehrteiliges Gehäuse aufweist, dessen Gehäuseteile (2a, 2b, 2c) ein Referenzpunktsystem für die gegenseitige Ausrichtung aufweisen.
30. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Achse (10) des Scheibenläufers (1) abtriebsseitig durch ein Gehäuseteil (2c), insbesondere in Form eines Lagerdeckels, radial abgestützt ist.
31. Verstellantrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Scheibenläufer eine Mehrzahl zu bestromender, elektrisch leitender Wicklungen aufweist, denen zur Drehmomenterzeugung ortsfest angeordnete Magnete (22) zugeordnet sind, und dass die Magnete (22) zumindest abschnittsweise in ihrer äußeren Kontur (22b) an den Verlauf einer Wicklung (W1, W2) in der Ebene des Scheibenläufers (1) angepasst sind.
32. Verstellantrieb nach Anspruch 31, **dadurch gekennzeichnet**, dass der in seiner Kontur (22b) an den Verlauf der Wicklungen (W1, W2) angepasste Abschnitt (22b) des jeweiligen Magneten (22) kreisbogenförmig ausgebildet ist.
33. Verstellantrieb nach Anspruch 32, **dadurch gekennzeichnet**, dass die äußere Kontur der Magnete (22) durch zwei kreisbogenförmige Abschnitte (22a, 22b) gebildet wird, wobei ein kreisbogenförmiger Abschnitt (22b) an den Verlauf einer gleichsinnig stromdurchflossenen Wicklung (W1, W2) des Scheibenläufers (1) angepasst ist und der andere Abschnitt (22a) die Magnete (22) radial nach innen, bezogen auf die Achse (10) des Scheibenläufers (1), begrenzt.
34. Verstellantrieb nach Anspruch 33, **dadurch gekennzeichnet**, dass der eine kreisbogenförmige Abschnitt (22b) des jeweiligen Magneten (22) einen kleineren Radius (R2) aufweist als der andere kreisbogenförmigen Abschnitt (22a).

FIG 1

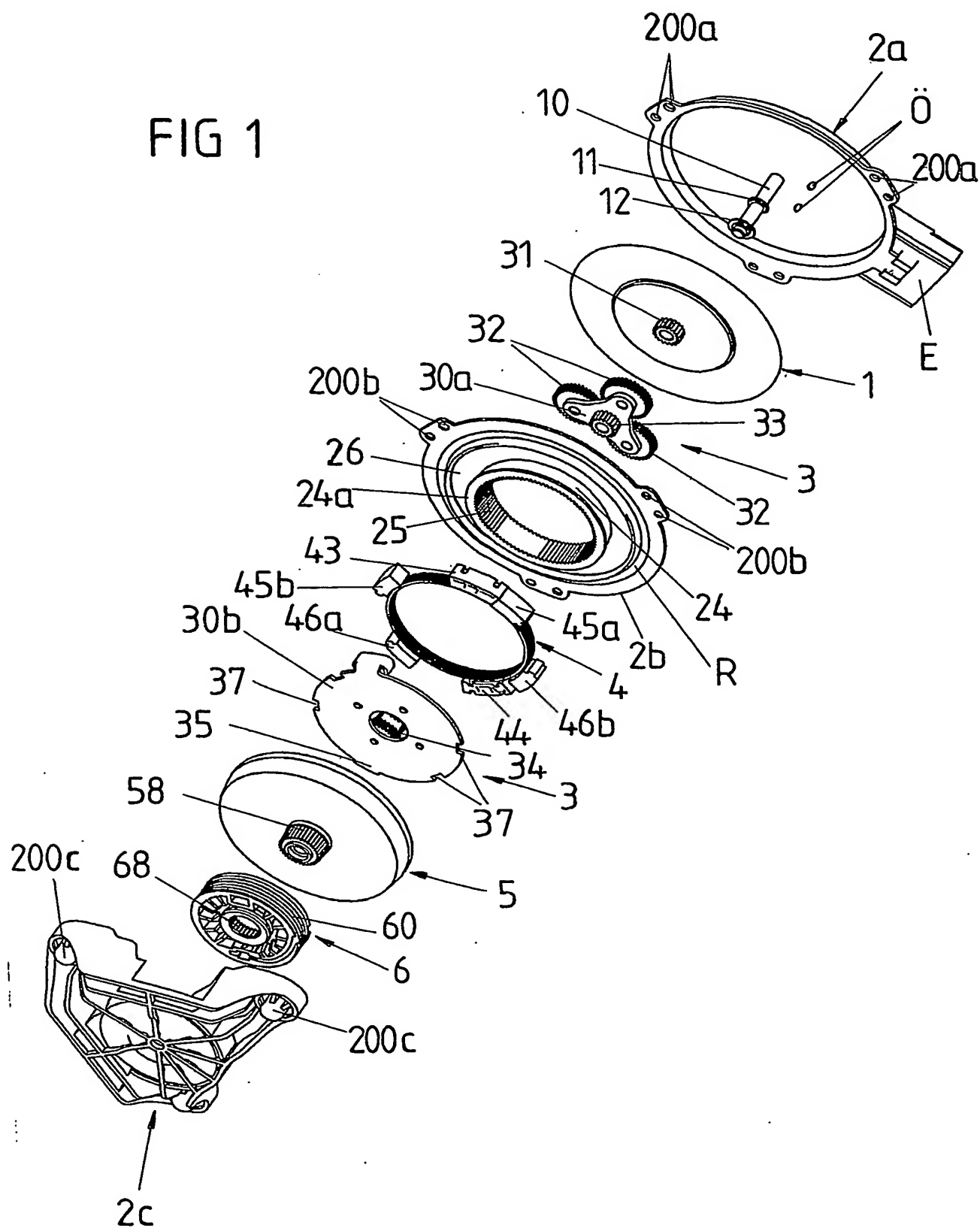


FIG 2

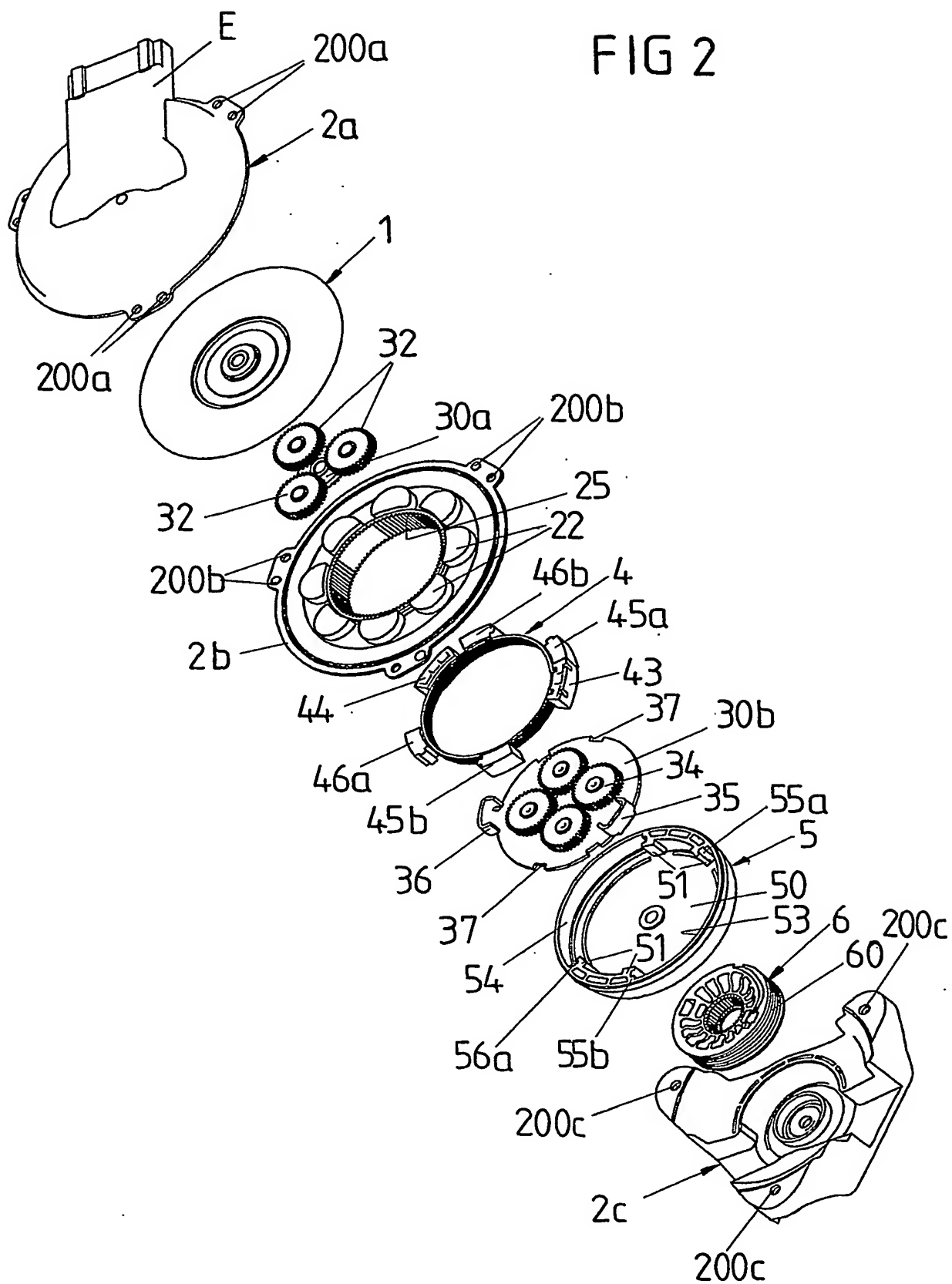


FIG 3

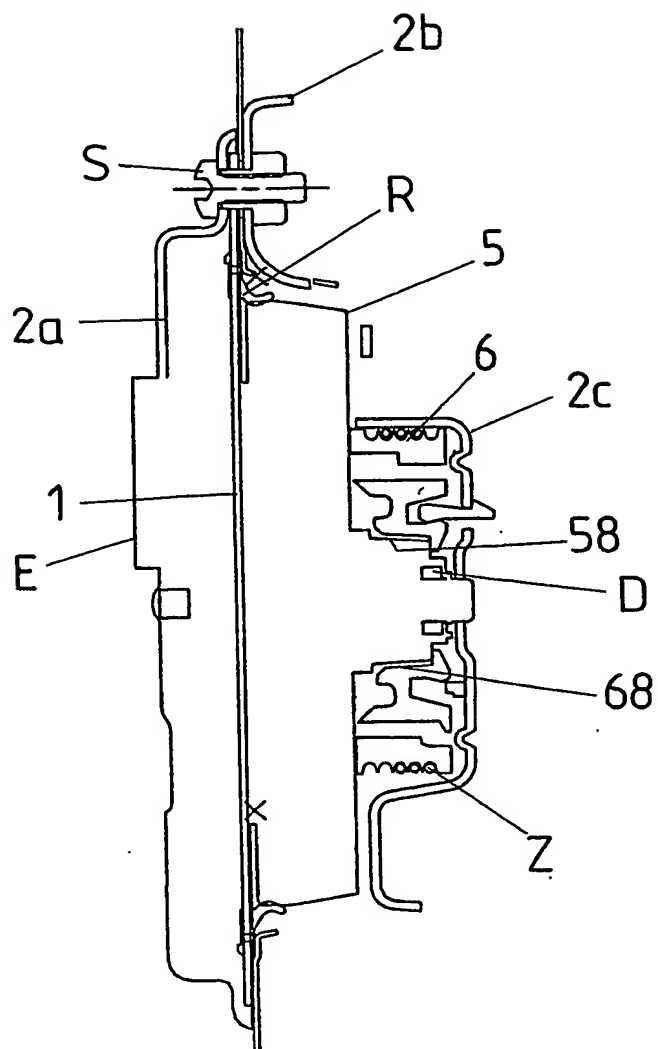


FIG 4

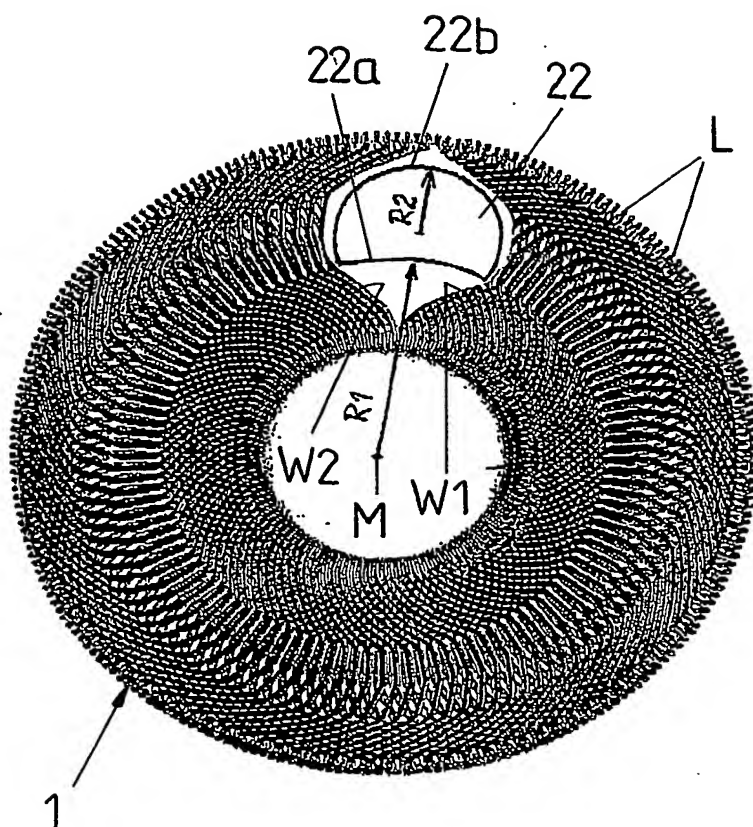


FIG 5A

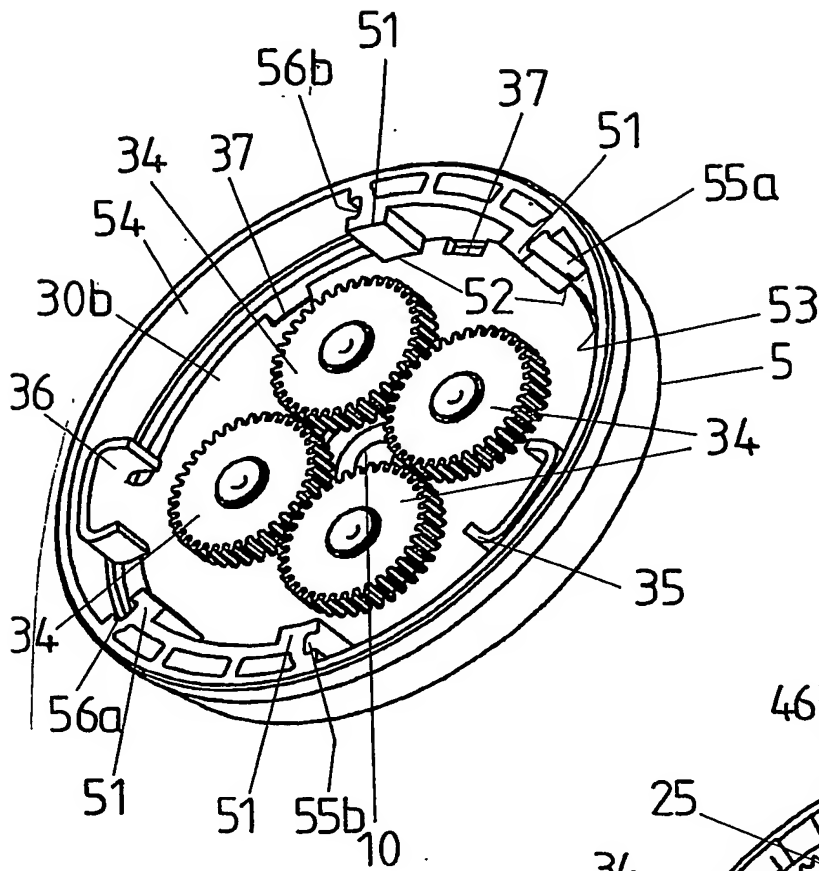


FIG 5B

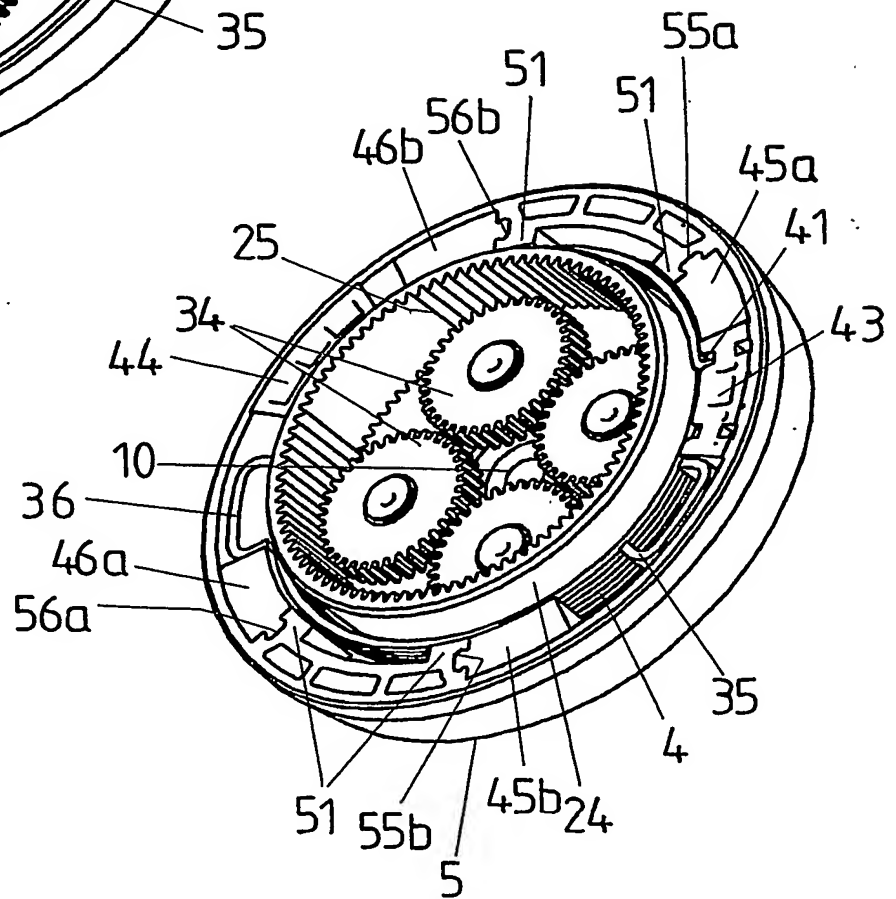


FIG 5C

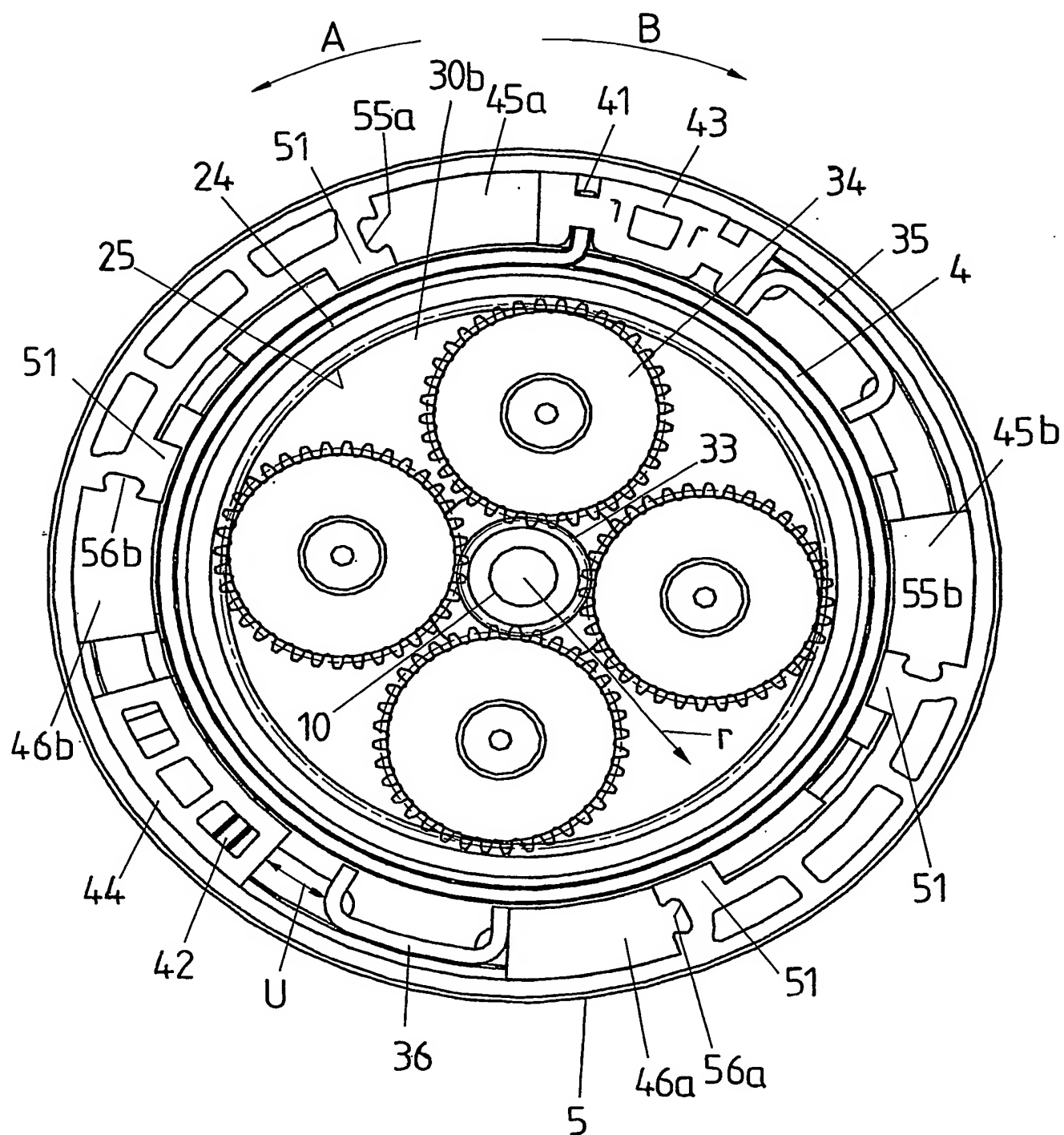


FIG 6

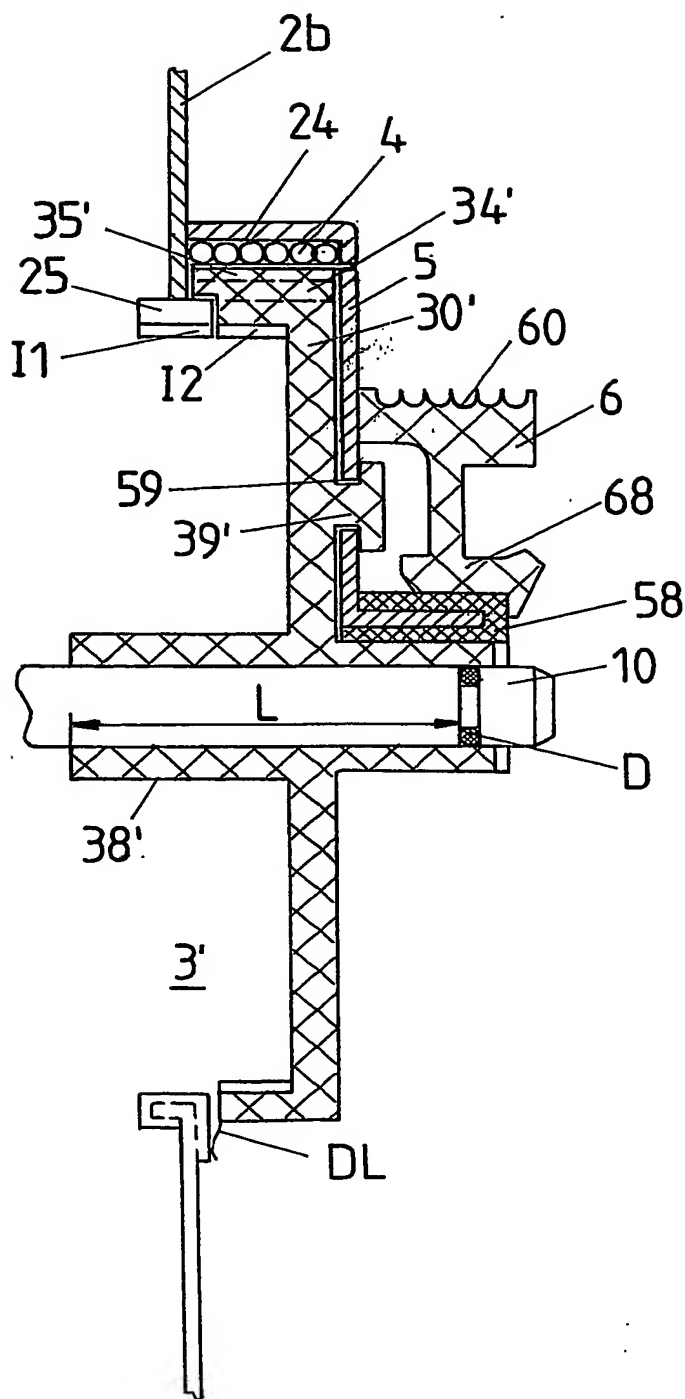


FIG 7

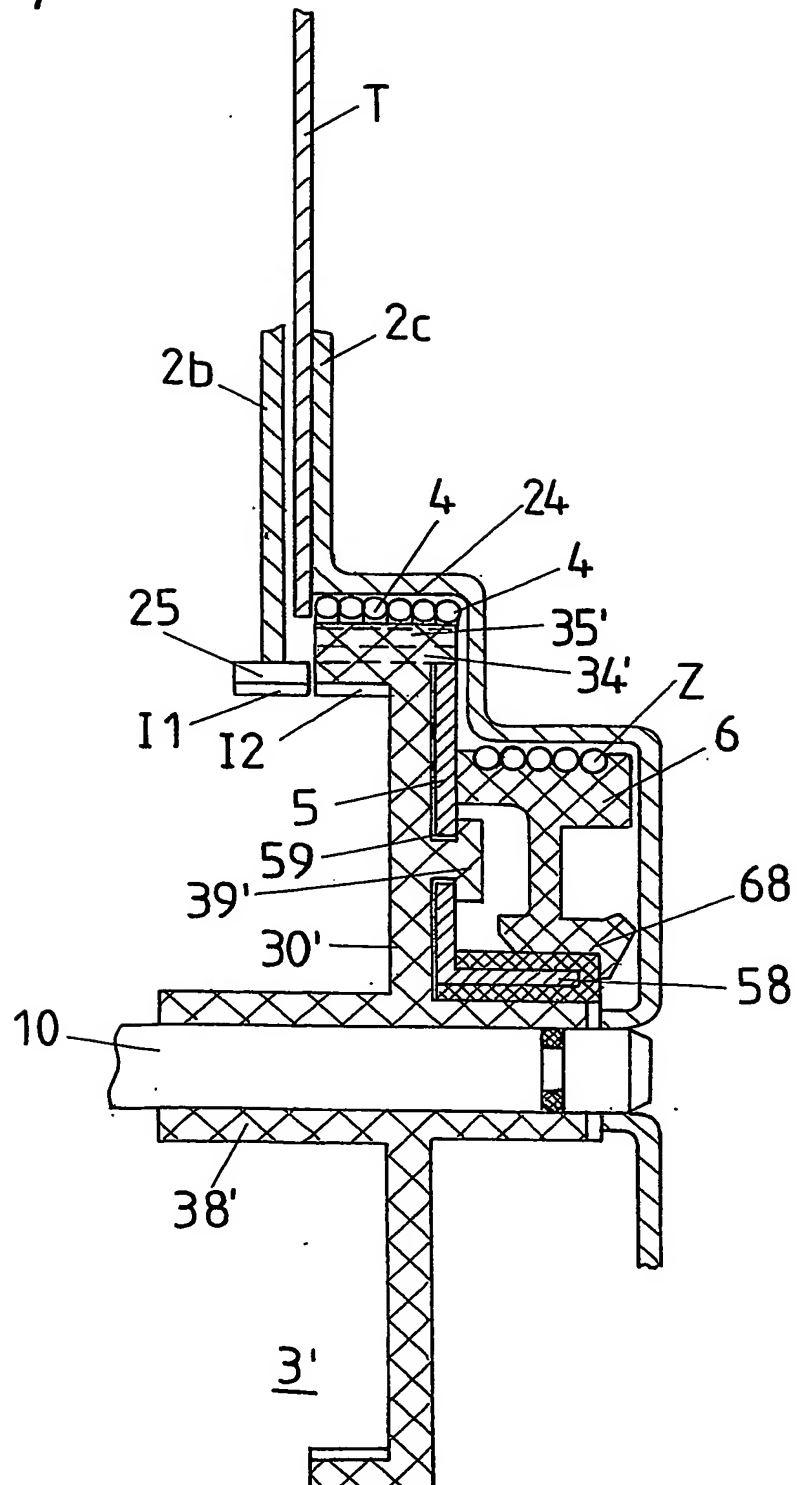
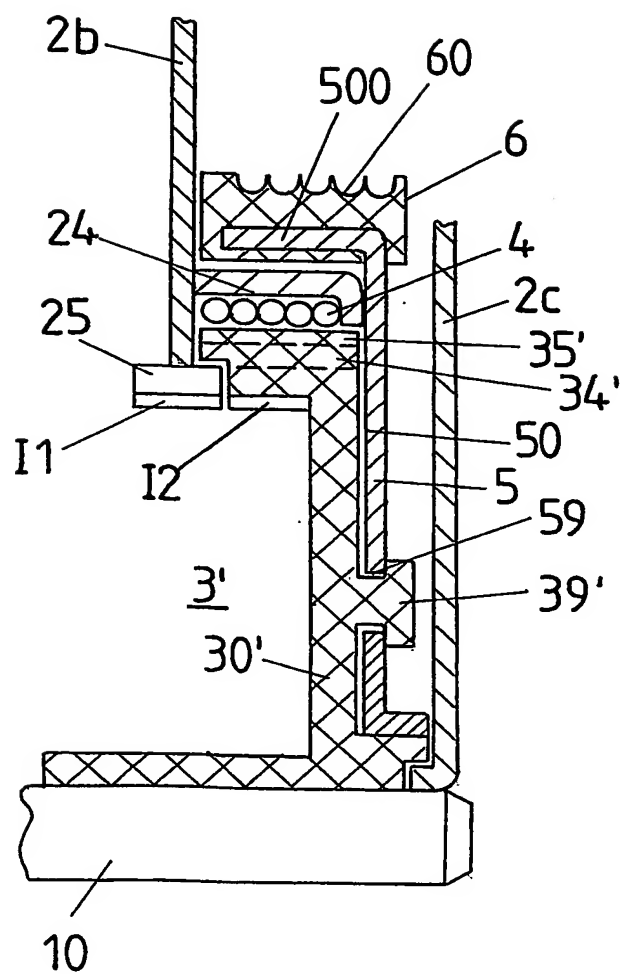


FIG 8



9/PRTS

SERVO DRIVE

Description

The invention relates to a servo drive according to the preamble of claim 1.

A servo drive of this kind comprises an electromechanical (more particularly electromagneto-mechanical) energy converter having a rotatably mounted disc rotor for generating a torque; a stepping up mechanism connected on the output side of the disc or rotor for coupling the disc rotor to an output element whilst simultaneously stepping up (more particularly in the form of a so-called reduction) of the torque acting on the disc rotor; as well as a locking mechanism which under the action of torque introduced on the output side into the servo drive locks a rotational movement of the output element and prevents the transfer of torque introduced on the output side over to the drive side, i.e. to the disc rotor.

By disc rotor is thereby meant a flat armature disc whose diameter is clearly greater than the height thereof (axial extension).

"Locking" a (rotational) movement of the output element means that when torque is introduced on the output side only a slight restricted movement of the output element is to be possible to the extent required for activating the locking means, but no substantial movement of the output element beyond that. In other words, any (rotational) movement of the output element is prevented insofar as it substantially exceeds a restricted movement required for actuating or shifting (activating) the locking mechanism; more particularly the locking mechanism is to prevent the output element from being able to rotate freely (around several revolutions) under the action

of torque introduced on the output side, as is the case when torque is introduced on the drive side (through the disc rotor). The energy connected with the introduction of torque on the output side is thereby taken up for example by the locking mechanism.

The locking mechanism need not for this engage on the output element itself but can for example also act on a gear element of the stepping up mechanism. Decisive is only that torque introduced on the output side is blocked at some suitable point of the servo drive so that it cannot trigger any significant adjusting movement of the elements of the servo drive (more particularly not the output element).

The stepping up mechanism can in the limiting case also have a transmission ratio of 1:1 and then acts purely as a coupling mechanism for transferring torque between the disc rotor and the output element; in this case it can simply be formed by coupling elements mounted on the disc rotor (more particularly on its periphery) which act to transfer force or torque to the output element.

By introducing torque into the servo drive "on the output side" is meant introducing torque through an element which is mounted on the output side of the output element, thus which (seen from the drive side, i.e. from the disc rotor) lies in the force or torque flow behind the output element, such as e.g. a cable drum which as a constituent part of an adjusting mechanism of a window lifter is mounted behind the output element and is driven through same.

A servo drive of this kind is particularly suitable for adjusting adjustable parts in motor vehicles. For this the corresponding adjusting part of the motor vehicle is coupled to the output element of the servo drive. When using the servo drive in a vehicle window lifter for raising and lowering a window pane the output element of the servo drive can be connected by way of example to a cable drum about which is looped the drive cable which acts as the draw means for the vehicle window lifter. The servo drive then serves to generate a rotational movement of the cable drum connected to the output element and which in turn causes a movement of the drive cable which serves as the draw means through which the window pane is raised and lowered for adjustment.

By using a so-called disc rotor, i.e. an armature disc in the electromechanical energy converter which on the basis of the electro-motorised principle provides the torque required for actuating the output element, a flat construction of the servo drive is sought corresponding to the small space which is normally available in motor vehicle doors for housing the servo drive. By means of the stepping up mechanism provided between the disc rotor and the output element, particularly when using the servo drive for adjusting adjustable parts in motor vehicles, a so-called reduction thereby takes place, i.e. the output element rotates at a smaller speed than the disc rotor and consequently provides a greater torque for adjusting the corresponding adjustable part, such as e.g. a window pane.

With adjusting systems of this kind it is of great importance that torque introduced on the output side is not transferred to the drive side or leads to no substantial rotational movement on the output element. Thus for example it is to be prevented that a window pane of a motor vehicle can be lowered if a sufficiently large force is exerted on the window pane itself. If the transfer of such torque introduced on the output side to the drive side of the servo drive is not prevented, then the window pane could be lowered by forces applied to the window pane itself whereby the disc rotor would rotate along a direction which corresponds to a lowering of the window pane.

It is known to prevent such a return action of adjusting forces applied on the output side to the drive side through a self-locking design of the drive system. This has the drawback however that the efficiency of the servo drive is reduced.

A further possibility lies in using additional locking means which when introducing torque on the output side into the servo drive are activated and hereby act on an element of the servo drive so that the latter is locked and transfer of torque to the drive side is prevented. However the problem here is that the additional locking means take up additional space and therefore stand in the way of the smallest possible compact construction of the servo drive in the axial direction.

The invention is therefore concerned with the problem of providing a servo drive of the type mentioned at the beginning which is characterised by a compact structure, more particularly in the axial direction, with the greatest possible efficiency.

This problem is solved according to the invention by providing a servo drive having the features of claim 1.

According to this a coil spring whose windings extend around the outer periphery of the stepping up mechanism and/or the disc rotor of the servo drive serves as the locking mechanism for preventing the transfer of torque introduced on the output side to the drive side of the servo drive and thus to block rotational movement of the output element.

The solution according to the invention is based on the knowledge that in the case of a servo drive of the type already mentioned at the beginning suitable locking means which lead neither to a significant reduction in the efficiency during normal adjusting operation nor result in any traceable enlargement of the axial extension of the servo drive, can be provided in that the locking means extend (solely) around the outer periphery of the stepping up mechanism or disc rotor of the servo drive, thus surround same so to speak, and at the same time have the smallest possible extension in the axial direction. This criterion is met by a coil spring as locking means which surrounds the stepping up mechanism of the servo drive in the manner of a ring.

With the servo drive according to the invention a number of other important advantages can be achieved apart from the flat method of construction and high efficiency – depending on the concrete design in each individual case -. Thus a coil spring can operate in a simple way to provide a locking action when torque is introduced on the output side and conversely when torque is introduced on the drive side, in order to generate a desired adjusting movement, in order to clear the locking action whereby at the same time a symmetrical construction of the adjusting gear is possible, for example with a view to using same for both driver doors and passenger doors. Furthermore a lock formed by a coil spring can be designed so that the output element has only a slight resetting behaviour under the action of torque introduced on the output side. This is of great importance when using the servo drive in a motor

vehicle window lifter in order to increase security against break-in. At the same time the load of the servo drive, particularly of the stepping up mechanism can be minimised in the currentless state owing to the inherent weight of the corresponding adjustable part (e.g. window pane) or as a result of elastic pretensioning of the adjustable part (e.g. as a result of a window pane seal acting on the upper edge of the window pane). Deformation and fatigue effects of plastics parts of the servo drive (particularly at high temperatures) are thereby prevented for example.

Furthermore by using the coil spring in the servo drive in a simple way damping means can be integrated which cause a reduction in the shock loads when the corresponding adjustable part is moved into a block, e.g. a window pane which is to be adjusted moves by its upper edge into the upper window pane seal of a window or door frame.

The following peripheral conditions also apply for a locking mechanism or brake system when using a coil spring (so-called coil spring brake):

- A continuous or stepless engagement of the coil spring brake becomes possible, namely without using any additional electrically operated actuator, but mechanically controlled through the direction of the force flow; i.e. the brake is then to lock when the force flow or torque is introduced on the output side.
- The spring diameter, the spring wire cross-section as well as the wire geometry (round or polygonal) are adapted to the relevant conditions in the concrete drive system.
- The stiffness of the spring ends must be sufficiently great in order to allow force to be introduced into the coil spring.
- The coil spring is as a rule pretensioned against a bearing face serving as the brake face and the surface area pressure, number of windings, friction value as well as lubrication are to be designed so that on the one hand through interaction of the coil spring with the associated brake surface (contact bearing surface) a reliable brake and locking action is achieved

and on the other hand with an opened brake the efficiency of the servo drive is impaired as little as possible.

The servo drive is preferably designed so that at least one part of the gear elements of the stepping up mechanism, preferably the movable gear elements of the stepping up mechanism are mounted overall coaxial with the disc rotor.

The coil spring embraces with its windings this stepping up mechanism and/or the disc rotor in that it is likewise arranged coaxial with the disc rotor and is dimensioned so that it surrounds the individual gear elements of the stepping up mechanism around the outer periphery of the stepping up mechanism. I.e. that the gear elements of the stepping up mechanism, except only those parts which serve for actuating the coil spring and for transferring torque between the stepping up mechanism and output element with the introduction of torque on the drive and output sides respectively, do not project radially (in relation to the rotational axis of the disc rotor) beyond the coil spring.

Radially outside of the field surrounded by the coil spring lie thus in any case (exclusively) those movable elements of the servo drive which serve to actuate or shift (thus lock or unlock) the coil spring and to transfer torque between the stepping up mechanism and output element, as well as damping and spring elements which may interact herewith. Inside the region of the servo drive surrounded by the coil spring are thus located all the constituent parts of the stepping up mechanism which undertake the actual stepping up function.

As a result the components of the servo drive serving for stepping up are arranged inside the field enclosed by the coil spring and the components of the servo drive serving to shift the coil spring are arranged on the outer periphery of the coil spring whereby however neither the one nor the other component projects axially substantially over the coil spring. Thus the coil spring as well as the gear elements of the stepping up gear arranged in the space surrounded by the coil spring, on the one side, and the elements arranged on the outer periphery of the coil spring for actuating the coil spring and for transferring force, on the other side, form a stepping up

mechanism for stepping up the torque generated by the disc rotor to an output element of the servo drive which is characterised by an extremely flat construction (slight axial extension).

In order to lock torque introduced on the output side the coil spring can be pressed against a (preferably cylindrically formed) ring face so that a locking action is achieved through the force or friction engagement. The ring face can be formed in a simple way on the housing of the servo drive and can on one side form an inner ring face against which the coil spring is pressed with radially inwardly acting force, or an outer ring face against which the coil spring is pressed with radially outwardly acting forces. The coil spring is thereby secured axially on the corresponding housing part, e.g. by using corresponding projections or other contours on the housing part.

The coil spring can thereby be pretensioned elastically in the direction of the locked state so that it provides each time when torque is introduced on the output side, directly a locking action whilst when torque is introduced on the drive side the coil spring has first to be lifted from the associated ring face.

The coil spring is thereby mounted as far as possible on the output side of the servo drive, i.e. preferably between the output element and the stepping up mechanism of the servo drive so that torques introduced on the output side are already locked at the transition from the output element to the stepping up mechanism and cannot first lead to straining the structural groups of the stepping up mechanism.

With the arrangement of the coil spring on the output side of the servo drive it should be noted that in comparison with the drive side (owing to the reducing action of the stepping up mechanism) a lower speed exists there for this but a correspondingly higher drive torque than on the drive side. As a result of the higher drive torque also in the opened state of the coil spring brake (freewheel) a comparatively larger friction torque can be tolerated if this is sufficiently small compared with the very large drive torque so that heating and wear remain slight whilst the high overall efficiency of the servo drive is hardly impaired.

On the other hand however with the arrangement of the coil spring on the output side a correspondingly larger stopping moment is to be applied in order to obtain a sufficiently large clamping or braking action. This means that the coil spring has to be dimensioned correspondingly larger, more particularly as regards the cross-section of the spring wire.

For a further reduction of the axial extension the output element can surround the coil spring like a pot and at the same time serve to house those elements which serve to actuate the coil spring when torques are introduced on the drive side and output side respectively.

The actuation of the coil spring preferably takes place at those two spring ends which for this are each provided with a shift element in a further advantageous embodiment. The spring ends can thereby project radially (preferably owing to the minimizing of the axial structural height) or where necessary also axially from the coil spring.

Through the actuation of the spring ends through shift elements attached thereto it is possible to achieve an improved force transfer during actuation of the spring ends (defined surface pressure with the elements provided for actuating the coil spring) as well as a reduction in the bending strain. Furthermore a defined guide of these shift elements brings about ensuring a well defined reproducible shift process to lock and unlock the coil spring, depending on whether torque is introduced on the output side or drive side.

The output element which is designed as a pot-shaped output disc can furthermore serve together with the housing of the servo drive for the damp-proof enclosure of the servo drive by sealing the interfaces between the output element, axis and housing.

In order with a small axial structural height at the same time to provide as anti-tilt security a sufficiently large axial support length for the output element (on the rotational axis of the servo drive) a connecting element can be integrated in one piece into the output element, e.g. in the form of a positive locking element which is likewise mounted on the rotational axis of the servo drive and which serves to connect the output side with the servo gearing on the output side e.g. a cable drum of a vehicle window lifter. The positive locking attachment of the cable drum on the

output element enables a particularly simple uncoupling of the servo drive from the cable drum in the event of servicing.

In order to loosen the coil spring brake when torque is introduced on the drive side, thus to actuate the coil spring so that nothing gets in the way of a transfer of torque introduced on the drive side to the output side, a suitable element of the stepping up mechanism, preferably the element of the stepping up mechanism switched directly in front of the output element has shift regions, e.g. in the form of shift claws with which it can act on the spring ends of the coil spring (namely in particular on the shift elements provided there) in order to lift the coil spring from the associated ring-like more particularly cylindrical brake surface and thus to unlock same.

Conversely when torque is introduced on the output side the output element acts with suitable stop faces on the spring ends of the coil spring so that the latter is pressed with all the greater force against the associated ring like brake surface. The desired locking action is hereby produced which prevents undesired rotation of the output element or a resetting movement of the window pane into the vehicle door. This is the known basic principle of a coil spring brake; depending on whether torque acts on the drive side or output side, i.e. in the present case from the stepping up mechanism or from the output element on the spring ends of the coil spring, this is either lifted from the associated ring-like brake surface or pressed all the more firmly against this brake surface so that either the brake is released (switched free) or the desired braking or locking action is obtained in respect of the torque introduced on the output side.

New here is the integration of such a coil spring brake into a flat design of servo drive with a disc rotor (disc armature) so that the movable gear elements of the servo drive serving for stepping up, lie in the space enclosed by the coil spring and on the other hand the elements serving to actuate or shift the coil spring are arranged on the outer circumference of the coil spring (without projecting axially substantially over same). An extremely flat method of constructing the entire arrangement is hereby produced, whereby at the same time the separation between the drive motor on the one hand and the gearing on the output side on the other, which is standard in servo drives, is eliminated. Rather the disc rotor (which undertakes the actual motor function in the

narrower sense) is combined with the elements of the servo drive on the output side (which form a stepping up gear) into one compact flat structural unit and forms so to speak a flat motor with directly integrated gearing, thus one compact flat structural unit which generates the mechanical torque produced on the disc rotor on the one side through electromechanical energy conversion at the disc rotor and on the other side transfers it through the stepping up mechanism on the output side to the output element of the servo drive.

In a preferred further development of the invention an axially fixed axial securing element (e.g. in the form of a disc mounted on the drive axis or in the form of a collar or shoulder) is mounted between the disc rotor and the output element so that axially acting forces (introduced in particular on the output side) are taken up by this securing element and cannot act on the disc rotor. The securing element can be mounted by way of example between the disc rotor and the gearing element of the stepping up mechanism immediately on the output side, or between two axially successive gearing elements of the stepping up mechanism or between the gear element on the output side of the stepping up mechanism and the output element of the servo drive.

The elements of the servo drive lying in front of the axial securing element (seen from the drive side to the output side), thus in particular the disc rotor itself and where necessary a part of the gear elements of the stepping up mechanism are thus decoupled from the axially acting forces introduced on the output side, since these are taken up by the securing element. With the stepping up mechanism designed as a two-stage planetary gearing the gear parts of the first planetary stage preferably also lie in front of the axial securing element next to the disc rotor.

According to a preferred embodiment of the invention the stepping up mechanism acts through damping means in the form of at least one damping or spring element on the output element in order to guarantee a sufficient damping action, thus reduction of torque and force peaks if the output element moves against a block, e.g. because the window pane which is to be adjusted in a motor vehicle through the output element moves into the upper window pane seal.

The damping elements are thereby preferably mounted on the outer circumference of the coil spring partially between the spring ends and corresponding stop faces of the output element so that the at least one damping element becomes deformed when the stepping up mechanism of the servo drive acts with its output side element through the spring ends and damping elements onto the associated stop faces of the output element. This deformation is further intensified if the torque acting on the servo drive strives to reach maximum when moving up to a block. The corresponding energy absorption in the damping element thus prevents the appearance of excessively high torque peaks.

The arrangement is thereby designed so that a resetting movement of the shift regions which is triggered when the deformed damping element relaxes is less than the reverse play of the locking mechanism in order to prevent disengagement of the coil spring. By reverse play of the locking mechanism is meant that path which has to be covered by the shift regions (shift claws) provided for actuating the coil spring at the spring ends in order to pass for example by corresponding actuation of the coil spring from a rotational movement along a first direction (e.g. anti-clockwise rotation) into a rotational movement along the opposite direction (e.g. clockwise rotation). Through the said design of the damping elements it is consequently prevented that as a result of the resetting action of the relaxing damping elements the coil spring could be released for a rotational movement opposite to the direction along which the servo drive had previously been moved into a block, namely the window pane into an upper pane seal. A reliable locking of the coil spring brake is hereby guaranteed without the danger existing that the coil spring brake is disengaged for an opposite rotational movement of the servo drive (as a result of the resetting action of the damping elements).

The damping elements are preferably guided in associated guide devices, which can be formed by way of example on the output element.

An additional damping effect on moving up into a block can be achieved through an axial and/or radial friction interaction of the element on the output side of the stepping up mechanism with the output element of the adjusting mechanism. This hereby involves obtaining a controlled friction between the end face regions or

circumferential face regions of the output element and the element of the stepping up mechanism connected indirectly in front on moving up into a block or during relaxation of the damper after switching off the drive. This can be achieved for example through an axial tensioning of the damping elements which is provided anyhow or through the interaction of the two aforementioned elements through wedged or ramp shaped friction faces.

In order with a flat construction of the servo drive, thus a corresponding small support length of the individual elements of the stepping up mechanism along the rotational axis, to position the gear elements of the stepping up mechanism as secure as possible against tilting on the rotational axis, the gear element on the output side is mounted in the axial direction on the output element, for this indeed as already explained above can produce a comparatively longer support length through the integral design with a connecting or positive locking region for coupling a gear part on the output side, such as e.g. a cable drum. The axial bearing can be achieved for example in that radially extended webs are provided on the output element with undercut sections in the base region of the output element in which engage the gear element of the stepping up mechanism connected in front on the input side. For the gear element to engage in these undercut sections the gear element can be provided with recesses which correspond with the webs and thereby enable an interaction of the gear element of the stepping up mechanism and of the output element in the manner of a bayonet lock.

The stepping up mechanism is in a preferred embodiment of the invention formed by a revolving wheel gearing, more particularly in the form of a planetary gearing, or gearing based on a relative movement between two hollow wheels mounted coaxial relative to each other and having internal teeth in different numbers which engage with a common drive element. Examples of these can be found in DE 197 08 310 A1, DE 100 24 905 A1 and DE 100 24 908 A1.

In the case of the stepping up mechanism being designed as planetary gearing the movable elements of the stepping up mechanism serving for the stepping up are mounted inside a hollow wheel on whose internal teeth roll the gear elements of the stepping up mechanism, e.g. the planets of the individual stages of a single-stage or multi stage preferably two-stage planetary gearing. By the coil spring engaging round this hollow wheel and thereby preferably at the same time utilizing the outer

peripheral face of the hollow wheel which is not provided with teeth as a ring-type braking surface the intended flat structure of the overall arrangement is achieved whereby the coil spring encloses the stepping up mechanism which is formed by a revolving wheel gearing.

In a preferred embodiment it is further proposed that the electrical connections of the electromechanical energy converter (motor connections of the servo drive) are short-circuited on switching off the servo drive in order to produce a temporary state of inertia on the drive side through counter induction on the disc rotor and thus to guarantee a sufficiently large time window for a secure locking of the coil spring. An electrical braking effect is thus hereby achieved temporarily which as with the design of the damping elements illustrated above is to ensure that on switching off the servo drive, e.g. after this has moved into a block, no unintended disengagement of the coil spring brake in the opposite rotational direction takes place. As soon as the coil spring has occupied its locking position under the action of its pretension the required locking action is solely provided by the coil spring brake whereby the locking action is based not only on the pretension of the coil spring but with the introduction of torque on the output side is even intensified in that the windings of the coil spring are pressed against the associated ring-type brake face (through actuating of the spring ends on the output side).

In a further preferred development of the invention a reference point system is integrated into the multi part housing of the servo drive in order to be able to align the individual housing parts and where applicable a bearing cover relative to each other and to be able to install these again in the correct position relative to the supporting part, more particularly supporting vehicle part on which the servo drive is to be mounted and fixed. The housing of the servo drive is thereby preferably formed in two or three parts, with a so called outer housing part on the disc rotor side and a so called inner housing part on the output side, as well as where applicable a third housing part in the form of a bearing cover.

The magnets required to generate a rotational movement of the disc rotor (or armature disc) which act on the conductors of the disc rotor through which the current flows, and which are mounted on one or both sides next to the disc rotor and are fixed on the relevant housing part of the drive housing are preferably designed as regards their geometry so that they are adapted to the path of the electric conductor

of a winding of the disc rotor whereby at the same time the simplest possible manufacture of the individual magnets can be achieved. For this the magnets are designed so that with a predetermined size they substantially cover the most possible conductor elements of the disc rotor which are energised in the same direction. I.e. the path of the outer contour of the magnets is adapted to the path of the electrical conductor of a winding of the disc rotor. Radially towards the centre however the magnets are thereby cut in a circular arc so that the radially inner sections of the electrical conductors of the disc rotor are not covered. A half-moon shaped geometry of the magnets is hereby produced.

Further features and advantages of the invention will now be apparent from the following description of embodiments given with reference to the drawings.

They show:

- Figure 1 a perspective exploded view of a servo drive for a motor vehicle window lifter;
- Figure 2 a second perspective exploded view of the servo drive of Figure 1;
- Figure 3 a diagrammatic section through the servo drive of Figures 1 and 2 with bearing cover for a cable drum which is mounted on the output side and is to be driven through the servo drive – but without showing the gear elements through which the cable drum is coupled to the electromechanical energy converter on the drive side;
- Figure 4 a detailed view of the arrangement of the magnets associated with the disc rotor;
- Figure 5a to 5c three illustrations of the interaction of gear elements of the servo drive with an associated coil spring brake;
- Figure 6 a modification of the servo drive of Figures 1 to 3 in respect of the gear elements through which the cable drum is coupled to the electromechanical energy converter on the drive side;

Figure 7 a first modification of a servo drive according to Figure 6;

Figure 8 a second modification of a servo drive according to Figure 6.

Using Figures 1, 2 and 3 the basic construction will now be described of a servo drive for a motor vehicle window lifter which is characterised by a low structural height in the axial direction through the inclusion of separate locking means in the form of a coil spring brake which has only a slight effect on the efficiency. The gear assembly through which the drive side is coupled to the output side of the servo drive is not shown in Figure 3 which relates more particularly to the design of the output side of the servo drive and its connection to a cable drum which is mounted in a bearing cover. Details regarding the design of the electromechanical converter of the servo drive formed by a disc rotor with associated magnets and a current supply will be described with reference to Figure 4. Finally the interaction of the gear elements of the servo drive with the associated coil spring brake will be explained in detail with reference to Figures 5a to 5c.

According to Figures 1 and 2 the servo drive comprises an electromechanical energy converter having a disc rotor 1 mounted on a locally fixed rigid axis 10 (fixed drive axis) which involves an armature disc through which a current flows. When the electrical conductors which form or are mounted on the disc rotor 1 are energised a torque is produced through the influence of the magnetic field through magnets 22 associated with the disc rotor 1 and arranged ring-like in succession, whereby this torque causes the disc rotor 1 to rotate about the fixed axis 10 along one or other rotational direction depending on the direction of the current flow. Corresponding magnets 22 can thereby be mounted selectively only over one surface (as in Figures 1 and 2) or over both surfaces of the disc rotor 1. A particularly advantageous geometric design of the magnets 22 in relation to the path of the electrical conductors of the disc rotor 1 will be explained in further detail below with reference to Figure 4.

The fixed axis 10 on which the disc rotor 1 is mounted rotatable is fixed on an outer housing part 2a which more particularly holds the disc rotor 1 and is therefore also termed a housing part 2a on the disc rotor side. On the housing part 2 of the servo drive on the disc rotor side there is an energy supply and control module E which

contains the electrical components which are required to energise the disc rotor 1 and to control its rotational movement. In order to enable the electrical conductors of the disc rotor 1 to be energised by means of the electronics module E openings O are provided in the outer housing part 2a on the disc rotor side through which brushes mounted on the energy supply and control module E project into the interior of the housing part 2a where they come into contact with the disc rotor 1.

The outer housing part 2a on the disc rotor side is also provided with fixing points 200a for connecting this housing part 2a to further housing parts 2b, 2c, e.g. through fixing elements in the form of screws S, see Figure 3.

A toothed wheel 31 (toothed pinion) is mounted (pressed in) coaxially on the disc rotor 1 and serves as an input stage for a stepping up mechanism 3 which is mounted on the output side of the disc rotor 1 and with which the torque generated at the disc rotor 1 is transferred to an output element 5 and thereby stepped down (here in particular reduced). This stepping down mechanism 3 is currently formed here as a revolving gear in the form of a (two-stage) planetary gear wherein the toothed wheel 31 mounted on the disc rotor 1 forms a sun wheel of the first gear stage of the planetary gear 3.

Three planetary wheels 31 which are each mounted rotatable on a planet carrier 30a of the first planetary stage and are in engagement with the sun wheel 31 are associated with the sun wheel 31 of the first gear stage of the planetary gear 3 which (sun wheel) is mounted coaxial with the disc rotor 1 and is connected rotationally secured thereto. This planet carrier 30a is in turn mounted coaxial with the disc rotor 1 rotatable on the fixed axis 10 of the servo drive and on its side remote from the disc rotor 1 is connected rotationally secured to a further toothed wheel 33 (toothed pinion) which serves as sun wheel for a second stage of the planetary gear 3 and likewise is mounted rotatable on the fixed axis 10 of the servo drive. The said toothed wheel 33 and the planet carrier 30a are thereby preferably made in one piece (moulded against each other).

The sun wheel 33 of the second planetary stage is assigned by way of example four planetary wheels 34 overall which are mounted rotatable on a planet carrier 30b

of the second gear stage and which each engage with the sun wheel 33 of the second gear stage.

Both the planetary wheels 32 of the first gear stage and also the planetary wheels 34 of the second gear stage each run over the internal teeth of a hollow wheel 25 of the planetary gear 3. This hollow wheel is formed on an inner housing part 2b which engages round the planetary gear and which will also be termed below as housing part on the gear side. This inner housing part 2b on the gear side has in turn fixing points 200b in the form of fixing openings for connecting to the outer housing part 2a on the disc rotor side.

The hollow wheel 25 is formed on a ring-shaped peripheral collar which protrudes axially from the second housing part 2b and which forms at the same time a brake surface 24 for a coil spring brake 4 of the servo drive. The coil spring 4 can be held on this ring-shaped cylindrical peripheral brake surface 24 whereby this spring is axially secured between a surface of the second housing part 2b and a peripheral radial collar on the ring-shaped brake surface 24. A sealing ring R (with a sealing lip) is furthermore mounted on the inner housing part 2b on the gear side in order to seal the gear from the output side.

The inner housing part 2b serves at the same time to house the magnets 22 which are associated with the disc rotor 1. Corresponding to the arrangement of the magnets 22 on only one side already described here there are no magnets provided on the outer housing part 2a on the disc rotor side. With an arrangement of corresponding magnets either side of the disc rotor 1, thus over its two surfaces corresponding magnets can be arranged ring-like in succession both on the outer housing part 2a on the disc rotor side and on the inner housing part 2b on the gear side.

From Figure 1 it is clear that an axial securing element 11 is mounted on the fixed axis 10 of the servo drive roughly in the middle (viewed in the axial direction) where it is fixed axially immovable and divides the servo drive in the axial direction into two drive groups. The first drive group, consisting of the disc rotor 1, the sun wheel 31 and the associated planetary wheels 32 of the first gear stage and the sun wheel 33 of the second gear stage is mounted jointly on a section of the fixed axis 10 which extends between the outer housing part 2a on the disc rotor side and the axial

securing element 11. The axially adjoining gear elements 33, 5 of the servo drive are – seen from the disc rotor 1 – mounted on the other side of the axial securing element 11.

The axial securing element 11 causes an axial uncoupling of the disc rotor 1 as well as the immediately behind first gear stage 31, 32 of the planetary gear 3 and of the sun wheel 33 of the second gear stage connected to the planet carrier 30a of this first gear stage, from the gear elements mounted further out on the output side, namely the planetary wheels 34 of the second gear stage with the associated planet carrier 30b and the output element 5. It is hereby reached that axially acting forces introduced on the output side cannot pass to the disc rotor 1 and the gear elements 31, 32, 33 mounted directly behind.

Thus the disc rotor 1 and the gear elements 31, 32, 33 of the planetary gear 3 directly on the output side are uncoupled as far as the axially acting forces are concerned from the output side of the servo drive. Such axially acting forces can be caused for example when using the servo drive for operating a cable window lifter in that the drive cable serving as the draw means does not run precisely tangentially into a cable drum 6 which is to be driven with the servo drive, thereby producing axially acting forces.

From Figure 1 it is also clear that the pot-shaped output disc 5 mounted on the other side of the axial securing element 11 is axially mounted and secured at its axial end remote from the planetary gear 3 (thus at its end of the positive locking element 58) on the output side) by means of a second axial securing means 12 which is fixed on the fixed axis 10. This axial securing means also acts indirectly on the cable drum 6 which is indeed positively fixed on the output disc 5. Furthermore at that axial end of the fixed axis 10 is a sealing ring D which is housed between the positive locking element 58 of the output disc 10 and the second axial securing means 12 in order to prevent moisture, dust or the like from entering into the servo drive from the output side.

The coil spring 4 mounted on the ring-like brake face 24 of the second inner housing part 2b is pretensioned so that it has a tendency to bear with friction against the ring-like brake face 24 and in the event of torque introduced on the output side to generate a locking action which prevents the transfer of torque introduced on the

output side into the servo drive over to the drive side, i.e. in particular to the disc rotor 1.

Since the ring like brake face 24 forms the outer surface of the collar provided on the inner housing part 2b whose inner surface provided with teeth serves as a hollow wheel 25 for the planetary gear 3, the coil spring 4 bearing against the ring like brake face 24 at the same time also surrounds all the movable gear elements 30a, 30b, 31, 32, 33, 34 of the planetary gear 3, except for the shift regions (shift claws 35,36) provided on the planet carrier 30b of the second gear stage which serve to actuate the coil spring 4. Through this arrangement of the coil spring 4 on the outer periphery of the stepping up mechanism (planetary gear 3) of the servo drive the coil spring brake does not lead to the need for additional structural space in the axial direction of the servo drive.

The spring ends 41, 42 (see Figures 5b and 5c) of the coil spring 4 which for this purpose are each provided with shift elements 43, 44 in which the spring ends 41, 42 are radially inserted, serve to actuate the coil spring 4 with the aim of either lifting it (with torque introduced on the drive side by means of the disc rotor 1) from the ring-like brake face 24 or on the other hand pressing it (with torque introduced on the output side via the cable drum 6) firmly against the ring-like brake face 24. Each shift element 43, 44 is assigned a shift claw 35, 36 of the planet carrier 30b of the second gear stage of the planetary gear 3 whereby depending on the rotational direction of the disc rotor 1 the one or other shift claw 35, 36 acts on the one or other shift element 43, 44 of the coil spring 4 in order to lift this from the ring-like brake face 24 to enable the transfer of torque introduced on the input side to the output side.

The transfer of torque to the output side is carried out in that the planet carrier 30b of the second gear stage and the coil spring 4 are mounted in an output element in the form of a pot-shaped output disc 5 where the shift claws 35, 36 can act through the shift elements 43, 44 of the coil spring 4 as well as through additional damping elements 45a, 45b; 46a, 46b on corresponding stop faces 55a, 55b; 56a, 56b of the pot-shaped output disc 5.

The shift claws 35, 36 of the planet carrier 30b of the second gear stage thus serve not only to disengage the coil spring 4 when torque is introduced on the drive

side through the disc rotor 1, but more particularly also serve as force transfer elements through which torque introduced on the drive side (through corresponding stop faces 55a, 55b; 56a, 56b) is transferred to the output disc 5.

A defined stepping up of the torque produced on the disc rotor 1 to the output side is thereby reached by means of the two gear stages of the planetary gear 3, namely a stepping up in the form of a so-called reduction. I.e. the planet carrier 30b of the second gear stage of the planetary gear 3 rotates about the fixed axis 10 at a considerably slower speed (determined by the transmission ratio) than the disc rotor 1, but a correspondingly larger drive torque is thereby provided. Correspondingly large adjusting forces can hereby be provided with defined adjusting speeds for operating a window lifter.

As can be seen in particular from Figure 2, the planet carrier 30b of the second gear stage of the planetary gear is mounted and axially supported in the pot-like output disc 5 in the manner of a bayonet lock. For this recesses 37 are provided at the outer edge of the planet carrier 30b of the second gear stage and can be pushed over corresponding inwardly projecting webs 51 of the output disc 5 (in the axial direction). As soon as the planet carrier 30b is pushed axially onto the bottom 50 of the pot-shaped output disc 5 the latter can be turned relative to the output disc 5 about the common axis of rotation whereby the outer edge of the planet carrier 30b of the second gear stage engages in undercut sections which are formed between the individual radially inwardly projecting webs 51 and the bottom 50 of the pot-shaped output disc 5. The planet carrier 30b of the second gear stage is hereby mounted axially between the housing base 50 and the webs 51 of the output disc 5 and is guided parallel to the drive disc (secured against tilting).

The output disc 5 itself is in turn secured against tilting in that it is connected rotationally secured (preferably integral) with a coaxially mounted positive locking element 58 which serves to produce a positive locking connection with a cable drum 6 which has a positive locking region 68 associated with the positive locking element 58 and whose outer surface 60 has grooves for guiding the drive cable of a cable window lifter. Through the positive locking element 58 which is connected

rotationally secured to the output disc 5 and extends in the axial direction the effective axial support length of the output disc 5 is maximised and an anti-tilt lock is produced (against tilting relative to the drive axis 10).

With its inner faces 53, 54 which run between the stops 55a, 55b; 56a, 56b the output element 5 forms together with the inner housing part 2b one guide for the shift element 43, 44 as well as the damping elements 45a, 45b; 46a, 46b through which the shift claws 35, 36 of the planet carrier 30b of the second gear stage can act on the output disc 5.

The output disc 5 engages pot-shaped round the planet carrier 30b of the second gear stage as well as the coil spring 4 and thereby bears in particular against the sealing ring R of the inner housing part 2b on the gear side. It hereby helps to seal the servo drive.

The cable drum 6 which is mounted on the output side of the output disc 5 is in turn mounted in its own housing part 2c in the form of a bearing cover which is fixed with the other housing parts 2a, 2b by fixing points 200c. The bearing cover 2c furthermore serves to radially support the fixed axis 10 of the servo drive at its end remote from the outer housing part 2a on the disc rotor side, whereby the fixed axis 10 is fixed on this housing part 2a for example by rivets and at that bearing cover projects into a bearing opening where it is radially fixed.

The fixing spots 200a, 200b, 200c of the individual housing parts 2a, 2b, 2c can serve as a reference point system for aligning and positioning the housing parts 2a, 2b, 2c relative to each other as well as the entire servo drive 1, 2a, 2b, 3, 4, 5, including the cable drum 6 on a supporting vehicle component, such as e.g. a door panel.

Whereas the cable drum 6 and the output disc 5 are preferably made of plastics, the disc rotor 1, the planetary gear 3, coil spring 4, bearing cover 2c as well as the two housing parts 2a, 2b of the servo drive are preferably made of metal.

An important characteristic of the servo drive illustrated in Figures 1, 2 and 3 lies in the fact that it is a very flat drive in the axial direction whereby the conventional division between motor and adjusting gear on the output side is omitted insofar as the electromechanical energy converter 1, 22 which undertakes the motor function,

as well as the gear assemblies 3, 5 on the output side are combined into one unit which is mounted in or on a single two-part drive housing 2a, 2b and which in addition to converting electrical energy into mechanical energy also undertakes transferring the drive torque to the output side. The coil spring brake is thereby adapted to this flattened drive so that it requires no additional structural space in the axial direction.

Figure 4 shows further details regarding the geometrical design of the magnets 22 which in accordance with Figure 1b are fixed on the inner housing part 2b on the gear side engaging ring fashion round the fixed axis 10. For this Figure 4 shows the disc rotor 1 which is formed from electrical conductors L diagrammatically together with one of the magnets 22 which are mounted in front of a surface of the disc rotor 1.

The electrical conductors L forming the disc rotor 1 exist in the form of preferably flat stamped windings of which two winding sections W1, W2 of one winding are highlighted by way of example in Figure 4 through a partial section into the disc rotor 1. It is thereby particularly clear that the outer contour of the magnet 22 is adapted to the path of the windings (e.g. the winding sections W1, W2) of the disc rotor 1. On its side remote from the centre M of the disc rotor 1 the outer contour 22b of the magnet 22 is formed by a circular arc section with a radius R2 which is selected so that the circular arc section 22b remote from the centre M of the disc rotor 1 matches in curvature the curvature of the windings W1, W2. At its side facing the centre M of the disc rotor 1 the magnet 22 is defined by a further circular section 22a whose radius $R1 > R2$ is determined through the distance from the centre M of the disc rotor 1. The magnets 22 are hereby cut back on their side facing the centre point M of the disc rotor 1 so that they no longer follow the contour of the windings W1, W2 at their end sections facing the centre M of the disc rotor 1.

As a result the magnets 22 used for operating the disc rotor 1 and whose magnetic fields interact with the windings W1, W2 of the disc rotor 1 through which current flows are **characterised in that** they are on the one hand adapted by their outer contour 22a, 22b substantially to the path of the windings W1, W2. However on the other hand a cost effective production method is ensured for the magnets 22 since their outer contour 22a, 22b is provided in cross-section through two circular arc sections 22a and 22b.

The introduction into the output disc 5 of the drive torque generated at the disc rotor 1 and stepped up by means of the stepping-up mechanism in the form of a planetary gearing 3 whilst simultaneously disengaging the coil spring brake will now be described with reference to Figures 5a to 5c.

Figure 5a thereby first shows the planet carrier 30b of the second gear stage which serves for the rotatable bearing of the corresponding planet carrier 34, together with the pot-shaped output disc 5 in which the planet carrier 30b is housed and supported.

In order to bring together the planet carrier 30b and the output disc 5 the planet carrier 30b is placed on the base surface 50 (see Figure 1b) of the pot-shaped output disc 5 whereby the recesses 37 at the outer edge of the planet carrier 30b are each guided along one of the inwardly projecting webs 51 of the output disc 5. As soon as the planet carrier 30b rests on the base 50 of the output disc 5 the latter is turned slightly relative to the output disc 5 so that the recesses 37 at the edge of the planet carrier 30b move out of engagement with the webs 51. The outer edge of the planet carrier 30b is hereby housed positively in undercut sections 52 which are formed between the webs 51 and the base 50 of the output disc 5. Through this axial securing of the planet carrier 30b on the output disc 5 tilting of the planet carrier 30b relative to the output disc 5 is prevented (in the manner of an axially acting bayonet lock). At the same time the planet carrier 30b and the output disc 5 are rotatable restricted relative to each other about the fixed axis 10 of the servo drive which is of importance for the transfer of the drive torque from the planet carrier 30b to the output disc 5 with the interposition of a coil spring brake.

Figure 5b shows the gear assembly comprising the planet carrier 30b of the second gear stage and the output disc 5 together with the hollow wheel 25 formed on the inner housing part 2b on the gear side (see Figures 1 and 2) or fixed as a separate part in the housing, for the planets 32, 34 of the planetary gear 3 and coil spring 4. The coil spring 4 engages round the cylindrically formed ring face of the inner housing part 2b or hollow wheel 25 so that its ring-like cylindrical outer wall serves as the brake surface for the coil spring 4. I.e. in order to block torque introduced on the

output side the coil spring 4 is placed radially inwards with correspondingly large force against the brake surface 24 of the inner housing part 2b.

For actuating the coil spring 4 both for disengaging the coil spring brake when introducing torque on the drive side and also for blocking the coil spring brake when torque is introduced on the output side the two spring ends 41, 42 are used which each protrude radially from the coil spring and are provided with shift elements 43, 44 which are fixed, more particularly pushed on to the spring ends 41, 42. The shift elements 43, 44 enable a defined introduction of shift forces and large locking forces into the coil spring 4 without the spring ends 41, 42 bending. With a given thickness of spring wire greater torques can hereby be transferred, e.g. as a result of an attempted break-in by pressing down a window pane. In that the shift elements 43, 44 match in contour the curvature of the inner wall of the pot shaped output disc 5 they can be radially outwardly supported on same so that the corresponding wall regions 53, 54 of the inner wall of the pot shaped output disc 5 serve at the same time as guide regions for radially guiding the shift elements 43, 44 in the circumferential direction. The axial guidance of the shift elements 43, 44 preferably takes place through the spring ends 41, 42 and a contact bearing face 26 of the shift elements 43, 44 against the inner housing part 2b in order to introduce axial forces from the shift elements into the said housing part 2b when the coil spring brake is locked.

Furthermore the shift elements 43, 44 enable force to be introduced over a comparatively large surface area into the spring ends 41, 42 and the damping elements 45a, 46b by means of the shift claws 35, 36 of the planet carrier 30b of the second gear stage whereby the stop faces of the shift elements 43, 44 interacting with the shift claws 35, 36 even out the force introduction as pressure members.

The shift claws 35, 36 provided on the planet carrier 30b thereby serve not only to disengage the coil spring brake when torque is introduced on the drive side, but they also serve as force introduction or force transfer elements in order to transfer the torque acting on the drive side depending on the direction of rotation through the shift element 43 or 44 and the damping elements 45a, 46a or 46b, 45b to the output disc 5. For this corresponding stop faces 55a, 56a and 56b, 55b are provided on the output disc 5 and each protrude inwards from the inner wall of the pot shaped drive

disc 5 and of which each two (55a, 55b, or 56a, 56b) are assigned to each of the shift claws 35, 36 engaging in the output disc 5. Of each pair 55a, 55b and 56a, 56b of stop faces which are each assigned to a force transfer or force introduction element in the form of a shift claw 35, 36, during a rotational movement of the servo drive only one stop face 55a or 55b, or 56a or 56b is active per shift claw 35, 36 – in dependence on the relevant direction of rotation – in that it enters into active connection with the associated shift claw 35 or 36 (indirectly through damping elements 45a, 45b; 46a, 46b).

For damping a torque introduced into the output disc 5 on the drive side by means of the shift claws 35, 36 through the associated stop faces 55a, 55b; 56a, 56b, particularly when the servo drive moves into a lock on the output side, e.g. because a window pane to be adjusted has reached its final closing position in an upper pane seal, there are damping elements 45a, 45b; 46a, 46b which are inserted by a projection serving as a plug element into each one of the stop faces 55a, 55b; 56a, 56b of the output disc 5 which are designed as counter sockets.

The introduction of drive torque generated on the drive side at the disc rotor 1 through the planetary gearing 3 into the output disc 5 with the simultaneous disengagement of the coil spring brake will now be described with reference to Figure 5c by way of example for a rotational movement along a first direction A (corresponding to an anti-clockwise rotation in the view according to Figure 5c).

A rotational movement of the disc rotor along a first rotational direction A about the fixed axis 10 of the servo drive leads to a movement in the same direction of the planet carrier 30b of the second planet stage, but – according to the selected transmission ratio – with a slower speed and a greater drive torque. The two shift claws 35, 36 of the planet carrier 30b serve to introduce the corresponding torque into the output disc 5. As can be seen from Figure 5c during rotational movement of the planet carrier 30b along the first rotational direction A the one shift claw 35 acts on the shift element 43 of the one spring element end 41 and hereby has the tendency to radially widen the coil spring 4 so that it is lifted in the radial direction r (in relation to the drive axis 10) from the brake face 24 of the coil spring brake. The coil spring brake is hereby disengaged and a torque acting on the drive side can be transferred to the output disc 5 without counteracting locking action by the coil spring

brake. For this the shift claw 35 acts through the shift element 43 and a damping element 45a which is mounted between the shift element 43 of the one spring end 41 and a stop face 55a of the output disc 5, on the stop face 55a whereby the elastic damping element 45a is compressed in the circumferential direction. At the same time the further shift claw 36 of the planet carrier 30b acts through a further damping element 46a along the same direction A on a further stop face 56a of the output disc 5 whereby this damping element 46a is also compressed. This hereby triggers a rotational movement of the output disc 5 along the same rotational direction A along which the planet carrier 30b of the second gear stage moves (triggered through a rotational movement of the disc rotor 1).

This movement is continued so long as the disc rotor 1 is energised and rotates whereby the window pane of a vehicle door coupled through draw means Z in the form of a drive cable (see Figure 3) to the cable drum 6 (see Figure 1, 2 and 3) of the servo drive is lifted by way of example (corresponding to a lowering of the window pane with an opposite rotational movement of the output disc 5 along a direction B).

The rotational movement of the output disc 5 (and thus the cable drum 6 on the output side) as well as the corresponding raising of the window pane being adjusted finish when the energizing of the disc rotor 1 terminates (or when the window pane has reached its upper closing position in a seal and the drive is automatically switched off). When moving up to a block (thus for example on reaching the upper closing position of a window pane) it results in a severe deformation of the active damping elements 45a, 46a in the corresponding rotational direction A through which the two shift claws 35, 36 act on the associated stop face 55a, 56a of the output disc 5 whereby the maximum torque acting on the output disc 5 or cable drum 6 is restricted in order to avoid stop noises as well as peak stresses and wear on the servo drive.

After the manual or automatic switching off of the servo drive (on reaching an end position of the adjusting part) (through breaking off the current supply to the disc rotor 1) the active damping elements 45a, 46a in the relevant rotational direction again relax whereby the one damping element 45a acts on the shift element 43 of the one end 41 of the coil spring 4 so that this is again pressed radially against the

associated brake face 24 and the coil spring brake is locked again. This is due to the fact that the relaxing damping element 45a acts on the associated shift element 43 of the one spring end 41 precisely in the opposite direction to the direction A along which the shift claw 35 has previously acted on the shift element 43 of this spring end 41 in order to disengage the coil spring brake and furthermore to trigger the rotational movement along the desired rotational direction A. During relaxation of the corresponding damping element 45a there is a slight resetting movement of the output disc 5 and the cable drum 6 and thus also the adjusting part adjusted therewith (corresponding for example to a slight lowering of a window pane which had previously moved into its upper closing position). The coil spring system is structurally designed so that this resetting behaviour has no significant action on the previously reached adjusting position of the corresponding adjusting part, thus for example a window pane does not move out from the upper window pane seal in which it had previously entered. This is ensured in particular in that the relevant coil spring end 41 and 42 does not or only slightly move away from the brake face 24 when disengaged.

Furthermore it is to be ensured that through the relaxation of the damping elements 45a, 46a not too much reaction occurs on the associated shift claws 35, 36 so that the one shift claw 36 by overcoming the reverse play U of the locking mechanism only moves through the other shift element 44 the corresponding coil spring end 42 in the opposite direction, loosens the coil spring and thus could trigger a rotational movement along the opposite direction B; a residual reverse play must remain in the locking mechanism. For this it can be of assistance if the planet carrier 30b of the second gear stage interacts e.g. in the region of the undercut sections 52, through wedge or ramp type pairs of faces with a resetting movement with the output disc 5 so that the planet carrier 30b and the output disc 5 are clamped axially in each other by way of example and the resetting movement is braked. Alternatively or in addition an axial tensioning between the planet carrier 30b and the output disc 5 are reached through corresponding design of the damping elements 45a, 45b; 46a, 46b. Through the cross-sectional increase in the compressed (incompressible/volume constants) dampers when blocked it is likewise possible to obtain an axial tensioning of the output disc 5 and planet carrier 30b.

Furthermore it can be proposed that the electrical connections of the servo drive, thus in particular the disc rotor 1, are short-circuited on switching off the servo drive in order to produce a temporary inertia effect on the drive side through counter induction, thus a resetting movement of the servo drive is temporarily counteracted until the damping element 46a or 45b has relaxed.

During a rotational movement of the servo drive along the opposite direction B the same processes occur as previously described with reference to the rotational movement in a first rotational direction A whereby however a shift claw 36 disengages the coil spring 4 over the other spring end 42 with an associated shift element 44 and together with the further shift claw 35 acts through damping elements 45b, 46b on oppositely aligned stop faces 55b, 56b of the drive disc 5.

This means that in dependence on the rotational direction A, B the shift claws 35, 36 act on one or other spring end 41, 42 to disengage the coil spring brake, so that the coil spring 4 is expanded and they furthermore act through damping elements 45a, 46a and 45b, 46b along the one direction A or along the other direction B on suitably orientated stop faces 55a, 56a and 55b, 56 respectively of the output disc 5 in order to move the latter along the desired rotational direction A or B after disengaging (releasing) the coil spring brake.

The locking action of the coil spring brake when torque is introduced on the output side is based on the fact that in this case, depending on the direction of the torque introduced on the output side a stop 55a or 56b acts through the associated damping element 45a or 46b on the shift element 43 or 44 of a relevant spring end 41, 42 respectively so that the coil spring 4 is radially contracted and is pressed in the radial direction r against the brake face 24 whereby a rotational movement is blocked with force and friction locking action.

The coil spring brake is thus each time released or blocked in that either a force transfer element on the drive side (shift claws 35, 36 of the planet carrier 30b of the second gear stage) act on a spring end 41, 42 so that the coil spring 4 is released from the brake face 24 or the radial pretension is reduced, or a force transfer element on the output side (stop faces 55a, 56b of the output disc 5) acts on one of the spring ends 41, 42 so that the coil spring 4 is radially compressed and placed against the brake surface 24.

The force transfer elements on the output side thereby act on the relevant spring end 41 or 42 each time opposite the direction along which the force transfer elements on the drive side act on the corresponding spring end. Thus on the one hand it causes compression and on the other the expansion of the coil spring 4.

The function of the servo drive according to the invention was explained here in Figures 1 to 5c by way of example with reference to an application where the servo drive serves to generate a rotational movement of a cable drum 6 of a motor vehicle window lifter and consequently causes a raising or lowering of a window pane in a motor vehicle door. The servo drive can however also serve in a corresponding way to adjust any other adjustable parts, such as e.g. adjustable seat parts or other vehicle components, as well as to adjust adjustable parts apart from motor vehicle parts.

One important advantage of the servo drive described lies in its low structural height in the axial direction so that its application is preferred in such cases where there is only little structural space in the axial direction for a servo drive, such as for example in motor vehicle doors or on vehicle seats. The small axial extension of the servo drive is achieved in that the coil spring 4 serving as the brake encloses the stepping-up mechanism of the servo drive (e.g. in the form of a planetary gearing 3) around the periphery and thereby does not require any additional structural space in the axial direction. The shift elements for actuating the coil spring 4 and the force transfer elements and damping elements for transferring forces introduced on the drive side over to the output side are in turn mounted on the outer periphery of the coil spring 4 so that their arrangement also helps to minimize the structural height in the axial direction.

Overall the stepping up mechanism of the servo drive, the coil spring brake as well as the shift, force transfer and damping elements by means of which the stepping up mechanism is coupled to the output element and the coil spring brake is shifted, thereby lie in one common plane perpendicular to the drive axis 10 and thereby – viewed in the radial direction – on radially successive shells.

Differing from the illustration in Figures 1 to 5c it is thereby possible to arrange the brake surface assigned to the coil spring 4 also radially outside of the coil spring 4 on

the inner housing part 2b on the gear side so that the coil spring 4 has to be expanded in order to achieve a braking action and has to be compressed on releasing the coil spring brake because in this case the brake surface surrounds the coil spring 4 in a ring. It is then preferred to arrange the shift, force transfer and damping elements radially inside (instead of outside, as in the illustrated embodiment). More particularly the spring ends in this case protrude radially inwards (instead of radially outwards) from the coil spring.

Modifications of the servo drive illustrated in Figures 1a to 3 will now be described with reference to Figures 6 to 8, namely in particular regarding the stepping up mechanism which serves to step up the torque generated at the disc rotor 1 to the output element 5 (and the cable drum 6).

The stepping up gear which forms the basis of the embodiments according to Figures 6 to 8 is based for example on a so-called "harmonic drive gear" as reduction gear. A gear of this kind comprises two coaxially mounted hollow wheels which have a (slightly) different number of teeth and are in active connection with a common drive element through their relevant toothing. A stepping up is thereby reached through the different number of teeth of the two hollow wheels.

Thus in concrete form a reduction gearing of this kind comprises by way of example a first hollow wheel fixed on the housing and having a cylindrical internal toothing with a first number of teeth; an output hollow wheel which has a cylindrical internal toothing with a second number of teeth; a radially flexible ring with an inner sleeve face and an external toothing which engages with the internal toothing of the hollow wheel fixed on the housing and of the output hollow wheel; as well as a drive core which holds one or more peripheral sections of the external teeth of the radially flexible ring in circumferential engagement with the internal teeth of the hollow wheel fixed on the housing and of the output hollow wheel. As a result of the different number of teeth of the two internal toothings one complete revolution of the drive core which is to be driven by means of a suitable electromechanical converter (disc rotor) causes a rotational movement of the output hollow wheel about the proposed difference in the number of teeth of the hollow wheel fixed on the housing and the output hollow wheel. Thus with one such gearing a very high transmission ratio can be reached, for example in the form of a reduction.

As far as further details of the construction of a gearing of this kind are concerned reference is made to DE 100 24 905 A1 and DE 100 24 908 A1. Comparable gearings are furthermore described in DE 199 44 915 A1 and DE 100 24 907 A1, more particularly by using a disc rotor for generating a torque on the drive side.

Figure 6 shows the use of a stepping up mechanism (stepping up gear) of the type mentioned above for a servo drive having a coil spring brake, as shown in Figures 1 to 3. The stepping up gear which is based on the relative movement of two hollow wheels having different numbers of teeth replaces the stepping up mechanism formed by a planetary gearing in Figures 1 and 2 and can be used for example as a stepping up gear 3 in the servo drive of Figure 3.

According to Figure 6 a first hollow wheel 25 fixed on the housing is fixed with a first internal toothing i_1 on the inner housing part 2b on the gear side of the servo drive and an output hollow wheel 30' which is mounted coaxial with this on the fixed drive axis 10 is mounted axially on the pot-shaped output disc 5 of the servo drive in the manner of a bayonet lock through a positive locking connection by means of detent elements 39', 59. The internal toothings i_1 , i_2 of the hollow wheel 25 fixed on the housing on the one hand and of the output hollow wheel 30' mounted coaxial with same rotatable on the drive axis 10 on the other hand have a slightly different number of teeth. In that a drive element with an external toothing, e.g. a radially flexible ring which is driven by the disc rotor (not shown in Figure 6) mounted on the drive axis 10 engages by its external teeth with the two internal toothings i_1 , i_2 of the hollow wheels 25, 30', the rotational movement of the disc rotor is reduced. For each revolution of the disc rotor or of the drive element driven hereby and engaging with the internal toothings i_1 , i_2 of the hollow wheels 25, 30' causes a rotational movement of the output hollow wheel 30' corresponding to the difference in the number of teeth of the two internal toothings i_1 , i_2 . For further details regarding the generation of a rotational movement of a drive element suitable for this by means of a disc rotor and regarding the design of the drive element, more particularly as a radially flexible ring with an external toothing and an associated drive core, reference is made by way of example to the documents already mentioned DE 199 44 915 A1, DE 100 24 905 A1, DE 100 24 907 A1 and DE 100 24 908 A1.

The hollow wheel 25 fixed on the housing and having the first internal toothing i1 is thereby preferably injection moulded on the inner housing part 2b (more particularly a stamped sheet metal part). The hollow wheel 30' preferably concerns an injection moulded plastics part which is provided with detent elements 39' which can engage in the manner of a bayonet lock in associated detent openings 59 of the output disc 5 (more particularly a stamped sheet metal part) in order to cause an axial bearing and guide for the output disc 5 through the output hollow wheel 30' which is mounted through an axially elongated central bearing reign 38' with great support length L on the drive axis 10.

The pot-shaped output disc 5 has an axially extended positive locking element 58 which is coated with a plastics coating and on one side on its radially inner side serves to radially support the output disc 5 on the bearing section 38' of the output hollow wheel 30' and on the other side with its outer side serves to positively fix a cable drum 6 which has for this purpose an associated positive locking region 68. The two positive locking regions 58, 68 of the output disc 5 and cable drum 6 can thereby be fixed against one another more particularly through toothed elements, e.g. in that the positive locking element 58 of the output disc 5 is formed on its outer side as a multi-toothed cone. The bearing cover 2c which receives the cable drum 6 (see Figures 1a and 1b) is for clarity not shown in Figure 6.

The output hollow wheel 30' and the output disc 5 are rotatable restricted relative to each other as described in Figures 1 to 3 for the planet carrier 30b of the second gear stage and the output disc 5. Through the output hollow wheel 30' the drive torque generated on the disc rotor is transferred to the output disc 5 by means of suitable shift claws 35' which also serve at the same time to actuate (shift) the coil spring 4 whereby furthermore locator regions 34' are provided for suitable damping elements. The output hollow wheel 30' undertakes as regards the interaction with the pot-shaped output disc 5 the function of the planet carrier 30b of the second gear stage of the planetary gearing 3 of Figures 1 to 3. Regarding the interaction of the output hollow wheel 30' with the pot shaped output disc 5 (both with the introduction of torque on the drive side and with the introduction of torque on the output side) reference is therefore made to the corresponding details on the interaction of the planet carrier 30b of the second planetary stage with the output disc 5, as described with reference to Figures 1 to 5c. This applies in particular also for the inclusion of

the damping elements, coil spring brake as well as the shift elements provided at the spring ends of the corresponding coil spring.

A further difference from the arrangement described with reference to Figures 1 to 5c lies in the fact that the coil spring 4 which in turn is mounted on the outer circumference of the stepping up mechanism 3', namely on the outer circumference of the two hollow wheels 25, 30' is surrounded by the associated ring-like (hollow cylindrical) brake surface 24. The brake surface 24 is formed on a brake pot of the inner housing part 2b on the gear side, by way of example in the form of a sheet metal ring set on the housing part 2b. Consequently here the coil spring 4 is pretensioned radially outwards and with the introduction of torque on the output side is pressed radially outwards against the associated brake surface 24 in order to generate the desired locking action. With the introduction of torque on the drive side (starting from the corresponding disc rotor) over the output hollow wheel 30' however the coil spring 4 is actuated at its ends by means of the shift claws 35' of the output hollow wheel 30' at their spring ends so that it is lifted radially inwards from the brake surface 24.

In order to seal the servo drive (e.g. when it is used in a wet space) a ring-shaped circumferential sealing lip DL is provided on the output hollow wheel 30' which bears against the inner housing part 2b and grinds same whilst a sealing ring D is provided between the drive axis 10 and output hollow wheel 30'.

Figure 7 shows a modification of the servo drive of Figure 6 where the essential difference is that the brake pot with the brake surface 24 for the coil spring 4 is not formed on the inner housing part 2b on the gear side, but on the bearing cover 2c for the cable drum 6. Also here the brake surface 24 engages round the coil spring 4 so that the coil spring 4 is to be expanded radially outwards in order to generate a brake action.

It can furthermore be seen that the bearing cover 6 radially supports the drive axis 10 and is fixed together with the inner housing part 2b on a flat surface support element T, e.g. in the form of a support plate of a motor vehicle door. The support element T is thereby housed between the inner housing part 2b and a fixing flange of the bearing cover 2c and serves at the same time to axially secure the coil spring 4 in an axial direction so that the coil spring 4 is fixed axially between a section of the

support element T and a section of the brake pot formed on the bearing cover 2c.

Figure 7 shows furthermore a cable wound round the outer periphery of the cable drum 6 which serves as a draw means Z for a motor vehicle window lifter and which is actuated by rotating the cable drum in one or other rotational direction to raise or lower a window pane.

Figure 8 shows a further modification of the servo drive of Figure 6 in which the difference is that the cable drum 6 is not mounted (by means of a positive locking element protruding axially from the output disc 5) axially behind the output disc 5 but is rather injection moulded on the outer periphery of the output disc 5 (through injection moulding), thus lies radially next to same, namely on a ring-shaped circumferential section 500 protruding away from the base surface 50 of the output disc 5. This allows the servo drive to be constructed in a particularly flat manner in the axial direction.

The servo drives illustrated in Figures 6 to 8 differ from those in Figures 1a to 3 namely in the design of the relevant stepping up mechanisms 3 and 3' which serve to step up the torque generated at the disc rotor to the output disc 5; however all the embodiments have in common that the coil spring 4 of the coil spring brake is mounted each time on the outer periphery of the stepping up mechanism 3 and 3' and engages round the rotatable gear elements of the relevant stepping up mechanism 3, 3' which serve for stepping up .

PATENT CLAIMS

1. Servo drive more particularly for motor vehicles with
 - an electromechanical energy converter which has a rotatably mounted disc rotor (1) for generating a torque;
 - a stepping up mechanism (3, 3') on the output side of the disc rotor (1) for coupling the disc rotor (1) to an output element (5) and
 - a locking mechanism which locks a movement of the output element (5) under the action of a torque introduced on the output side into the servo drive

characterised in that

the locking mechanism has a coil spring (4) which extends on the outer circumference of the stepping up mechanism (3, 3') and/or disc rotor (1).

2. Servo drive according to claim 1, **characterised in that** at least a part of the gear elements (30a, 30b, 31, 33; 25, 30') of the stepping up mechanism (3, 3') is mounted coaxial with the disc rotor (1).
3. Servo drive according to claim 1 or 2, **characterised in that** the stepping up mechanism (3, 3') is mounted coaxial with the disc rotor (1).
4. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the coil spring (4) engages round the stepping up mechanism (3, 3') and/or the disc rotor (1) in a plane perpendicular to the axis (10) of the disc rotor (1).

5. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the movable gear elements (30a, 30b, 30', 31, 32, 33, 34) of the stepping up mechanism (3, 3') serving for stepping up do not radially project over the coil spring (4).
6. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the coil spring (4) for blocking torque introduced on the output side can be pressed radially against a ring-type brake surface (24).
7. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the ring type brake surface (24) is mounted or formed on a housing part (2b) for the servo drive.
8. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the coil spring (4) is mounted to act between a gear element (30b, 30') on the output side of the stepping up mechanism (3,3') and the output element (5) whereby component parts (35, 36; 35', 55a, 56b) connected to the gear element (30b, 30') on the output side or to the output element (5) by acting on the coil spring (4), more particularly its spring ends (41, 42) widen out or compress the coil spring (4).
9. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the output element (5) surrounds the coil spring (4) pot-shaped.
10. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the coil spring (4) has two angled spring ends (41, 42) for its actuation.

11. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the spring ends (41, 42) are each provided with a shift element (43, 44) which is assigned a radial guide (53, 54) and preferably an axial guide (26, 41, 42) with which it can be guided during actuation of the coil spring (4) and that the spring ends (41, 42) can be inserted in radially directed socket openings of the relevant shift element (43, 44).
12. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the coil spring (4) is pretensioned in the direction of its blocked state.
13. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the stepping up mechanism (3, 3') with the introduction of torque on the drive side acts on the coil spring (4) and actuates this so that it does not block transfer of torque to the output side.
14. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the stepping up mechanism (3, 3') with the introduction of torque on the drive side acts through at least one spring end (41, 42) of the coil spring (4) on the output element (5).
15. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the stepping up mechanism (3, 3') with the introduction of torque on the drive side acts through at least one damping element (45a; 45b, 46a, 46b) on the output element (5).
16. Servo drive according to claim 14 or 15, **characterised in that** between the spring ends (41, 42) of the coil spring (4) and the output element (5) are damping elements (45a, 46b).

17. Servo drive according to claim 15 or 16, **characterised in that** at least one damping element (45a, 45b, 46a, 46b) is deformed when the stepping up mechanism (3, 3') acts on the output element (5).
18. Servo drive according to claim 17, **characterised in that** after relaxation of the deformed damping element (45a, 46a, 45b, 46b) a residual reverse play of the locking mechanism exists until the coil spring (4) is locked.
19. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** through axial and/or radial friction interaction of the stepping up mechanism (3, 3') with the output element (5) a damping effect is achieved when the output element (5) becomes blocked.
20. Servo drive according to claim 19, **characterised in that** a gear element (30b, 30') of the stepping up mechanism (3, 3') interacts wedge like with the output element (5).
21. Servo drive according to one of claims 15 to 18 and claim 19, **characterised in that** a gear element (30b, 30') of the stepping up mechanism (3, 3') and the output element (5) are tensioned axially against each other through the damping elements (45a, 45b, 46a, 46b).
22. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the gear element (30b, 30') on the output side of the stepping up mechanism (3, 3') and the output element (5) are mounted axially against one another.

23. Servo drive according to claim 22, **characterised in that** the axial bearing is through engagement in an undercut section (52).
24. Servo drive according to claim 22 or 23, **characterised in that** the gear element (30b, 30') on the output side and the output element (5) can be fixed axially relative to each other in the manner of a bayonet lock.
25. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the stepping up mechanism (3, 3') is formed through a revolving wheel gear.
26. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the stepping up mechanism (3,3') is formed through a planetary gearing (3) or through a stepping up gear (3') with two coaxial relatively rotatable hollow wheels (25, 30') with internal toothings (i1, i2) with different number of teeth.
27. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** on the axis (10) of the disc rotor (1) is an axially fixed axial securing element (11) mounted between the disc rotor (1) and the output element (5) so that axially acting forces introduced on the output side are taken up by the securing element (11) and do not act on the disc rotor (1).
28. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** when switching off the servo drive the electromechanical converter is short circuited whilst the coil spring (4) is moved into a state in which it adjoins with locking action on the brake face (24) of the servo drive.
29. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the servo drive has a multi-part housing whose housing parts (2a, 2b, 2c) have a reference point system for the mutual alignment.

30. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the axis (10) of the disc rotor (1) is supported radially on the output side through a housing part (2c), more particularly in the form of a bearing cover.
31. Servo drive according to one of the preceding claims, **characterised in that** the disc rotor has a number of electrically conductive windings which are to be energised and which are associated with magnets (22) mounted locally fixed for generating torque, and that the magnets (22) are adapted at least in sections in their outer contour (22b) to the path of a winding (W1, W2) in the plane of the disc rotor (1).
32. Servo drive according to claim 31, **characterised in that** the section (22b) of the relevant magnet (22) adapted in its contour (22b) to the path of the windings (W1, W2) is designed in a circular arc.
33. Servo drive according to claim 32, **characterised in that** the outer contour of the magnets (22) is formed by two circular arc sections (22a, 22b) whereby one circular arc section (22b) is adapted to the path of a winding (W1, W2) of the disc rotor (1) which has current flowing through in the same direction, and the other section (22a) restricts the magnets (22) radially inwards in relation to the axis (10) of the disc rotor (1).
34. Servo drive according to claim 33, **characterised in that** the one circular arc section (22b) of the relevant magnet (22) has a smaller radius (R2) than the other circular arc section (22a).
